

工學碩士 學位論文

**수치해석을 이용한 파력발전용 임펄스 터빈  
주위 유동 해석 및 성능 연구**

Numerical Study on the Flow Field and Performance  
of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion

指導教授 玄 汎 洙

2006年 2月

韓國海洋大學校 大學院

海洋 시스템 工學科

文 載 勝

本 論文을 文載勝의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장	손 경 호	(인)
-----	-------	-----

위 원	조 효 제	(인)
-----	-------	-----

위 원	현 범 수	(인)
-----	-------	-----

2005    년    12월    26일

한국해양대학교 대학원

## **Abstract**

Of several types of variable air turbines for wave energy conversion investigated, a Wells turbine has been widely applied for wave energy conversion mainly due to its simple structured at 1990s. However the Wells Turbine has some inherent shortcomings; short operating range, not good self starting characteristics, higher axial thrust and noise. The impulse turbine has newly been proposed to overcome these drawbacks and have clarified that the turbine can be operated with higher turbine efficiency and lower rotational speed than those wells turbine.

This Paper deals with the performance analysis and design of impulse turbine for OWC-type wave energy plant. Numerical analysis is performed using a commercial software FLUENT.

First, this parametric study included variation of several important parameters such as the number and shape of blades, hub ratio, tip clearance and setting angle of guide vane.

Second, this paper has proposed special-type turbine more efficient so-called "Ring-type Turbine". The main idea of the proposed turbine rotor was to minimize the adverse effect of tip clearance of turbine blade. Results show that the efficiency increases up to 10% depending on flow coefficient.

Third, the present paper deal with the numerical study to analyze the self-starting performance in a reciprocating air flow generated by sinusoidal motion of wave inside oscillating water column(OWC). Results was compared to that of wells turbine, wells-known wave energy conversion device, and showed that the impulse turbine has a superior self-starting ability.

This paper deal with compare the performance of different turbine at scale-up level and under varying input conditions for analysis performance of prototype turbine.

# 목 차

Abstract .....	i
Nomenclatures .....	iv
List of Tables .....	vi
List of Figures .....	vii
제1장 서 언 .....	1
1.1 연구 배경 및 연구 목적 .....	1
제2장 파력발전용 에너지 변환장치 소개 .....	3
제3장 임펄스 터어빈 해석기법 .....	4
3.1 주요계수의 정의 .....	4
3.2 FLUENT를 이용한 수치해석 개요 .....	5
3.3 Standard $k-\varepsilon$ 난류모델의 지배 방정식 .....	7
제4장 임펄스 터어빈 개념설계 .....	9
4.1 임펄스 터어빈의 1차 설계 .....	9
4.2 설계된 터어빈의 성능 해석 및 검증 .....	12
4.2.1 작업과정, 격자생성 및 계산조건 .....	12
4.2.2 2차원 계산 결과 .....	15
4.2.3 3차원 계산 결과 .....	16
제5장 임펄스 터어빈 상세설계 .....	18
5.1 임펄스 터어빈의 주요 파라미터별 성능 해석 .....	18
5.1.1 로우터 날개수의 영향 .....	18
5.1.2 허브비의 영향 .....	19
5.1.3 Tip Clearance별 영향 .....	20
5.1.4 Guide Vane 각도별 영향 .....	23



5.2	고효율 임펄스 터어빈의 설계에 대한 연구 .....	25
5.2.1	고효율 임펄스 터어빈의 특수한 형태 제안 및 성능해석 .....	25
5.2.2	링타입 임펄스 터어빈에 대한 Parametric Study .....	30
5.3	임펄스 터어빈의 자기 기동 특성에 대한 연구 .....	35
5.3.1	타 연구결과와의 비교 .....	36
5.3.2	웰즈 터어빈과의 자기 기동 특성 비교 .....	36
5.3.3	임펄스 터어빈의 자기 기동 특성 .....	37
<b>제6장</b>	<b>임펄스 터어빈의 규모추정에 대한 연구 .....</b>	<b>41</b>
6.1	모형-실물 터어빈 축척영향을 고려한 터어빈 규모추정 .....	41
6.2	실물 터어빈의 성능도표 .....	46
<b>제7장</b>	<b>임펄스 터어빈의 환경하중 추정에 대한 연구 .....</b>	<b>52</b>
7.1	변동응력분포 .....	52
7.2	환경하중 .....	64
<b>제8장</b>	<b>공기실 및 덕트 내부유동해석 .....</b>	<b>67</b>
8.1	왕복동 유동장의 비정상 해석 .....	67
<b>제9장</b>	<b>공기실 및 덕트와 임펄스 터어빈간 상호관계에 대한 연구 ..</b>	<b>75</b>
9.1	Inflow의 시간적인 조건에 의한 영향 .....	75
9.2	Inflow의 공간적인 조건에 의한 영향 .....	78
<b>제10장</b>	<b>결 언 .....</b>	<b>80</b>
<b>참고문헌</b>		

## Nomenclatures

$A$	:	Turbine Flow Passage Area
$b$	:	Blade Span Length
$C_A$	:	Input Coefficient
$C_F$	:	Nondimensional Force
$C_M$	:	Nondimensional Moment
$C_T$	:	Torque Coefficient
$C_P$	:	Nondimensional Chord Length of Rotor Blade ( $l_P/l_r$ )
$D$	:	Diameter of Turbine
$f$	:	Frequency of Wave Motion
$I$	:	Moment of Inertia
$l_r$	:	Chord Length of Rotor Blade
$l_P$	:	Penetration Length
$l_P^*$	:	Nondimensional Penetration Length ( $l_P/D \times 100$ )
$Q$	:	Flow Rate
$R$	:	Radius of Turbine
$Re$	:	Reynolds number, $Re = \sqrt{v_a^2 + U_R^2} l_r / \nu$
$r_R$	:	Mean Radius of Turbine
$S_g$	:	Guide Vane Pitch
$S_r$	:	Rotor Blade Pitch

$t$	:	Time
$t^*$	:	Nondimensional Time in Sinusoidal Flow ( $t/T$ )
$t_c$	:	Tip Clearance
$t_c^*$	:	Nondimensional Tip Clearance ( $t_c/D \times 100$ )
$t_P$	:	Thickness of End Plate (Ring)
$t_P^*$	:	Nondimensional Thickness of End Plate ( $t_P/D \times 100$ )
$T$	:	Period of Wave Motion
$T_i$	:	Turbine Torque
$T_L$	:	Loading Torque
$U_R$	:	Rotational Velocity of Turbine at $r_R$
$v_a$	:	Mean Axial Flow Velocity in Sinusoidal Flow
$V_a$	:	Axial Flow Velocity in Sinusoidal Flow
$\omega$	:	Angular Velocity of Turbine Rotor
$\omega^*$	:	Nondimensional Angular Velocity of Turbine Rotor ( $\omega/f$ )
$X_L$	:	Nondimensional Loading Torque
$z$	:	Number of Blade
$\Delta p$	:	Pressure Drop through Turbine Blade
$\eta$	:	Turbine Efficiency
$\phi$	:	Flow Coefficient ( $v_a/U_R$ )
$\theta$	:	Setting Angle of Guide Vane

## **List of Tables**

<b>Table 1</b>	Specifications of Rotor Blade .....	9
<b>Table 2</b>	Specifications of Guide Vanes .....	10
<b>Table 3</b>	Specifications of Gap of Guide Vanes .....	11
<b>Table 4</b>	Specifications of Rotor Blade (Prototype) .....	54
<b>Table 5</b>	Specifications of Guide Vanes (Prototype) .....	55

# List of Figures

<b>Fig. 1</b>	Schematic of Wave Energy Conversion .....	3
<b>Fig. 2</b>	Structure of FLUENT .....	5
<b>Fig. 3</b>	Turbine Geometry in 2-D Sense .....	9
<b>Fig. 4</b>	Rotor Blade Geometry .....	10
<b>Fig. 5</b>	3-D Drawing of Designed Impulse Turbine .....	11
<b>Fig. 6</b>	Grid Generations .....	12
<b>Fig. 7</b>	Grid Dependency .....	13
<b>Fig. 8</b>	Calculation Conditions .....	13
<b>Fig. 9</b>	Grid Systems to Check the Effect of Periodic Boundary Condition ..	14
<b>Fig. 10</b>	Pressure Distributions at $\phi = 1$ .....	15
<b>Fig. 11</b>	Velocity Distributions .....	16
<b>Fig. 12</b>	Streamlines .....	16
<b>Fig. 13</b>	Pressure Distributions at $\phi = 1$ .....	17
<b>Fig. 14</b>	Streamlines .....	17
<b>Fig. 15</b>	Effect of the Number of Rotor Blades .....	18
<b>Fig. 16</b>	Effect of Hub Ratio .....	19
<b>Fig. 17</b>	Effect of Tip Clearance .....	20
<b>Fig. 18</b>	Pressure Distributions on the Suction Side of Turbine Blade .....	21
<b>Fig. 19</b>	Comparison Between Calculation and Experiment .....	21
<b>Fig. 20</b>	Effect of Tip Clearance on Peak Efficiency .....	22
<b>Fig. 21</b>	Comparison to See the Effect of Setting Angle of Guide Vane .....	23
<b>Fig. 22</b>	Pressure Distributions at Several Setting Angles of Guide Vane .....	24
<b>Fig. 23</b>	Streamlines at Several Setting Angles of Guide Vane .....	24
<b>Fig. 24</b>	Configurations of End Plate Turbine .....	26
<b>Fig. 25</b>	Configurations of Ring-type Rotor .....	26
<b>Fig. 26</b>	Comparisons of Performance on 3 Different Rotor Types .....	27
<b>Fig. 27</b>	Flow Pathlines on Suction Side of Rotor Blade ( $\phi=1$ ) .....	28
<b>Fig. 28</b>	Flow Pathlines on Pressure Side of Rotor Blade ( $\phi=1$ ) .....	28
<b>Fig. 29</b>	Pressure Distributions on Pressure Side of Rotor Blade ( $\phi=1$ ) .....	29
<b>Fig. 30</b>	Effect of Thickness of Ring .....	31

<b>Fig. 31</b>	Effect of Penetration Depth of Rotor Blade .....	32
<b>Fig. 32</b>	Effect of Width of Ring in Chordwise Direction .....	33
<b>Fig. 33</b>	Comparison between Experiment & Calculation .....	36
<b>Fig. 34</b>	Comparison between Wells Turbine and Impulse Turbine .....	37
<b>Fig. 35</b>	Effect of Moment of Inertia & Loading Torque .....	38
<b>Fig. 36</b>	Effect of Setting Angle of Guide Vane .....	39
<b>Fig. 37</b>	Effect of Tip Clearance .....	40
<b>Fig. 38</b>	$y^+$ Distributions in $Re= 1 \times 10^5$ .....	42
<b>Fig. 39</b>	$y^+$ Distributions in $Re= 5 \times 10^5$ .....	43
<b>Fig. 40</b>	Variation of Turbine Performance with Respect to Reynolds Number .....	44
<b>Fig. 41</b>	Variation of Turbine Performance with Respect to Flow Coefficient .....	45
<b>Fig. 42</b>	Turbine Performance Chart .....	47
<b>Fig. 43</b>	Turbine Rotor(Prototype) .....	54
<b>Fig. 44</b>	Guide Vanes(Prototype) .....	55
<b>Fig. 45</b>	Stress Distribution on Suction Side .....	56
<b>Fig. 46</b>	Stress Distribution on Pressure Side .....	57
<b>Fig. 47</b>	Pressure on Suction Side of Rotor Blade for 250kW Turbine .....	58
<b>Fig. 48</b>	Pressure on Pressure Side of Rotor Blade for 250kW Turbine .....	59
<b>Fig. 49</b>	Pressure Distribution on Upstream Guide Vanes for 250kW Turbine .....	60
<b>Fig. 50</b>	Pressure Distribution on Downstream Guide Vanes for 250kW Turbine .....	62
<b>Fig. 51</b>	준정상유동 중에서 한 주기 동안의 힘과 모멘트 변화 .....	65
<b>Fig. 52</b>	축방향 평균유속 하에서 얻어진 힘과 모멘트 .....	66
<b>Fig. 53</b>	Grid Generation of Air Chamber & Duct .....	67
<b>Fig. 54</b>	Air Chamber & Duct Geometry in 2-D Sense .....	68
<b>Fig. 55</b>	Pathlines at Several Exhalations .....	69
<b>Fig. 56</b>	Pathlines at Several Inhalations .....	70
<b>Fig. 57</b>	Grid Generation of Impulse Turbine .....	71
<b>Fig. 58</b>	Velocity Vectors at Various Surface in Duct .....	72
<b>Fig. 59</b>	Velocity Profile at Various Surface in Duct .....	73

<b>Fig. 60</b>	Velocity Profile at Each Time Step in Duct .....	74
<b>Fig. 61</b>	Typical Results of Quasi-steady Analysis .....	76
<b>Fig. 62</b>	Efficiency with Respect to Flow Coefficient (Quasi-steady Analysis) .....	77
<b>Fig. 63</b>	Comparison between Mean and Quasi-steady Analysis .....	77
<b>Fig. 64</b>	Effect of Inflow Condition .....	78
<b>Fig. 65</b>	Effect of Inflow Condition from Duct .....	79

# 제1장 서 언

## 1.1 연구 배경 및 연구 목적

전 세계적으로 눈부신 경제발전 속에서 화석연료의 고갈과 환경오염 등의 문제로 인해 이제는 환경친화적인 곳으로 눈을 돌리고 있다. 이와 관련하여 대체에너지에 대한 관심이 높아지고 있는 바 이에 대한 이용과 개발이 적극 추진되고 있다. 특히 그 중 하나인 파력에너지는 부존량이 풍부하고 영원히 재생 가능한 무공해 에너지로서 미래에 유망한 에너지 자원이라 할 수 있겠다. 파력발전장치란 파랑 에너지로부터 사용가능한 전기적 혹은 기계적 에너지를 얻어내는 장치를 말하는데, 국외의 선진국에서 활발한 연구가 진행되고 있으며 특히 일본에서 T. Setoguchi 등이 많은 연구를 수행하고 있고 좋은 성과를 얻고 있다. 국내에서도 삼면이 바다로 둘러싸여 있는 등 가용 에너지원이 풍부한 유리한 입지조건으로 인해 발전 가능성이 높은 분야로 인지돼 현재 많은 연구가 진행되고 있다.

파력발전장치는 파랑에너지를 우리가 필요로 하는 에너지로 변환하기 위해서 3단계의 변환과정이 필요하게 된다. 첫단계는 파도에너지를 공기에너지로 변환하는 것인데 에너지 1차변환장치로 크게 가동물체형과 진동수주형으로 나눌 수가 있다. 본 연구에서는 근래 들어 주를 이루는 진동수주형을 대상으로 수행하였다. 파랑에너지를 이용하여 직접 기계장치를 구동시키는 가동물체형과 달리 진동수주형(Oscillating Water Column)형은 진동수주형 챔버를 이용하여 1차로 파력에너지가 공기에너지로 변환하게 된다. 두 번째는 2차 변환장치인 터빈을 통하여 공기에너지가 기계적 에너지로 바뀌게 되며, 마지막으로 발전기를 통하여 우리가 사용가능한 전기적 에너지로 변환하게 된다.

고효율의 파력발전 장치를 개발하기 위해서는 2개의 중요한 설계기술인 1차 에너지 변환장치의 개발과 2차변환장치인 터빈 및 발전기 개발연구는 상호보완적이면서도 각자 독특한 요소기술의 결합이 필요한 사항이다. 그중 터빈 설계는 파력발전 효율 향상과 운용시수의 증대에 직접적으로 영향을 미치는 핵심기술이다. 본 논문에서 2차 변환장치에 대한 연구를 수행하였는데 지난 90년대 중반까지만 해도 웰즈 터빈(Wells Turbine)이 가장 유망한 2차변환장치였으나 최근 임펄스 터빈의 성능이 웰즈 터빈에 비하여 우수하다는 연구결과가 발표되는 등 2차변환장치 설계에 변화가 이루어지고 있다. 따라서 국내에서도 임펄스 터빈을 이용한 설계기술을 확립하는 것이 국제 경쟁력 제고를 위하여 필수적이라 판단하여 본 연구를 통하여 임펄스 터빈(Impulse Turbine)의 성능해석을 수행하게 되었다.

연구개발을 위한 주요 고려사항으로는 (1)고효율 로우터개발 (2)정격 작동범위의 효과적인 설정 (3)자기 기동 특성의 확보 (4)작동가능한 발전 일수의 극대화 및 (5)OWC 챔버와 터빈과의 상호작용 해석 등을 꼽을 수 있다. 먼저 고효율 로우터의 개발과



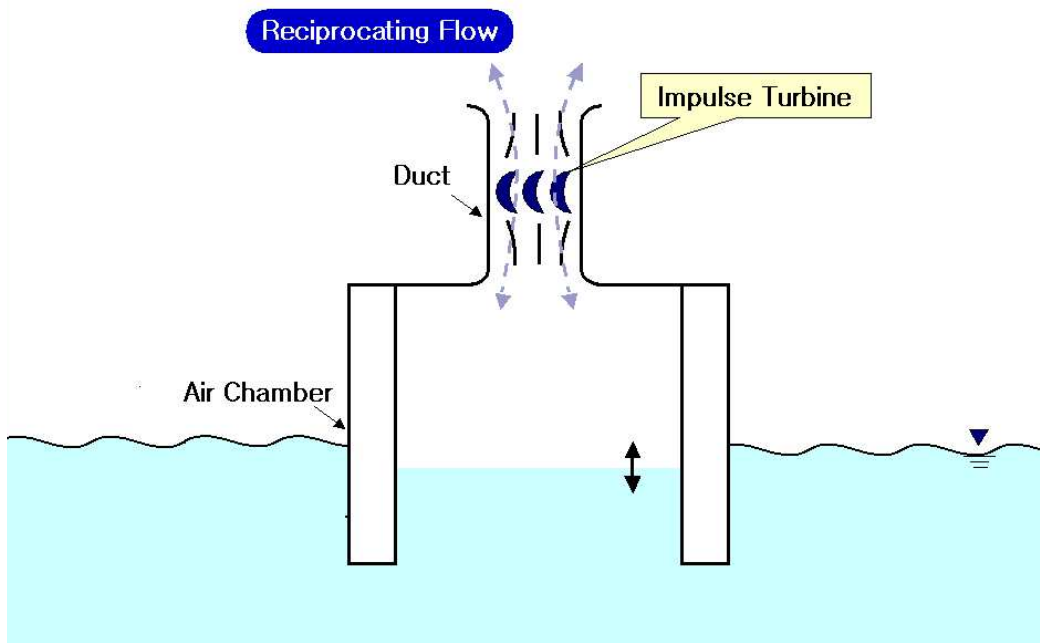
정격 작동범위의 효과적인 설정을 바탕으로 터빈 개념설계를 수행하였으며 이렇게 설계된 터빈을 대상으로 FLUENT를 이용한 수치계산을 통하여 성능해석을 수행하였고, 실험과의 비교를 통해서 수치해석 기법을 검증하였다.

개념설계된 결과를 바탕으로 파력발전용 임펄스 터빈의 상세설계를 수행하였다. 터빈의 성능과 연관이 깊은 파라미터인 로우터의 날개수와 허브비, 날개끝 간극, 가이드베인의 각도 등에 의한 영향을 살펴봄으로써 보다 고효율의 터빈을 설계하고자 하였다. 이와 더불어 터빈 효율향상을 위한 부가적인 연구로서 주요 파라미터 변화에 의한 성능 변화와 함께, 날개의 윙릿에서 착안하여 날개 끝단에 Plate를 부착한 End Plate 부착형 터빈과 Ring-type 터빈을 새롭게 제안하여 기존의 터빈보다 고효율의 터빈을 설계하고자 하였다. 또한 웰즈 터빈보다 자기 기동 측면에서 유리하다고 알려진 임펄스 터빈의 자기 기동 특성에 대해서도 상세히 연구하여 보았다.

터빈의 성능 해석에 대한 연구와 더불어 설계된 임펄스 터빈에 대하여 250kW급 Prototype 터빈으로의 확장을 시도하여 터빈의 실제 규모를 추정하는 연구를 수행하였다. 모형과 실물 터빈 사이에 여러 상사법칙이 있겠으나 그중 Reynolds수의 영향을 가장 지배적으로 보고 모형과 실물 사이의 축척효과를 고려하여 터빈의 규모를 추정하였다. 이를 위하여 각 Reynolds수 별로 벽법칙 적용이 적합하도록 격자계 구성을 조절하여 계산을 실시하였다. 물론 실물 터빈의 로우터 주위에 상대적으로 빠른 유속에 기인한 Mach수의 영향도 있겠으나 일반적으로 임펄스 터빈은 종전의 웰즈 터빈에 비하여 월등히 낮은 회전수에서 작동되기 때문에 이 영향은 중요하게 고려하지 않았다. 또한 해상환경하중에 의하여 터빈 날개와 가이드베인에 작용하는 변동응력 분포와 축하중을 수치해석을 통하여 예측하여 터빈 로우터 구조설계에 활용하고자 하였다. 여기서 주된 해상환경하중은 파도의 운동에 따라 주기적으로 변화하는 챔버내 비정상유동장으로서 본 연구에서는 터빈에 유입되는 유동을 Sine형태를 갖는 준정상 유동으로 가정하여 수치해석하였다.

## 제2장 파력발전용 에너지 변환장치 소개

파랑의 운동 에너지와 위치 에너지를 우리가 필요로 하는 전기적 및 기계적 에너지로 변환하는 것이 파력발전 장치인데, 파력발전 시스템은 파도의 특성상 크게 1차 변환장치와 2차변환장치, 송전장치 및 해양구조물로 나누어 생각할 수 있다. 이중 1차변환장치는 파도로부터 직접 에너지를 흡수하는 장치를 말하며, 크게 가동물체형과 진동수주형 등으로 나눌 수 있는데 본 논문에서는 파랑에너지를 공기에너지로 변환하는 장치인 1차변환장치로 진동수주형(Oscillating Water Column)을 채택하여서 연구를 수행하였다. 1차변환장치를 통하여 변환된 공기에너지는 이를 기계적 에너지로 변환하는 2차변환장치인 터빈 등을 거치게 된다. 본 논문의 메인 주제에 해당되는 부분인데 1990년대까지 주를 이루던 웰즈 터빈 대비 넓은 작동범위, 좋은 자기 기동 특성 등 보다 성능이 더 우수하다고 알려진 임펄스 터빈을 그 대상으로 하였다. 마지막으로 발전기 등의 3차변환장치를 통해 우리가 사용가능한 전기적 에너지 등이 얻어지게 된다. Fig. 1에서 파력발전 장치의 개념도를 보여주고 있다. 본 연구에서는 터빈 등의 2차변환장치에 대한 연구를 수행함으로써 고효율의 터빈을 설계하고자 하였다.



**Fig. 1** Schematic of Wave Energy Conversion

## 제3장 임펄스 터어빈 해석기법

### 3.1 주요 계수의 정의

덕트내 평균 축방향 유속이  $v_a$ 인 유동장에서 작동하는 임펄스 터어빈의 성능을 정상 상태에서 입력계수(Input coefficient)  $C_A$ 와 토오크 계수(Torque coefficient)  $C_T$ 로 표현하면 다음과 같다.

$$C_A = \frac{\Delta p Q}{\frac{1}{2}\rho_a (v_a^2 + U_R^2) b l_r z v_a} \quad (1)$$

$$C_T = \frac{T_i}{\frac{1}{2}\rho_a (v_a^2 + U_R^2) b l_r z r_R} \quad (2)$$

여기서  $\Delta p$ ,  $Q$ ,  $T_i$ 는 압력강하, 유량, 토오크를 나타내며,  $v_a$ ,  $U_R$ ,  $b$ ,  $l_r$ ,  $z$ ,  $r_R$ 는 각각 축방향 평균유속,  $r = r_R$ 에서의 회전방향유속, 날개의 스패, 날개의 코오드 길이, 날개수, 날개의 평균반경 (여기서는  $0.85R$ ) 이다.

터어빈의 효율은 다음 식으로 정의된다.

$$\eta = \frac{T_i \omega}{\Delta p Q} = \frac{C_T}{C_A \phi} \quad (3)$$

여기서  $\phi$ 는 유동계수 (Flow coefficient)  $\phi = v_a/U_R$ 로서 날개이론에서 받음각 (Angle of attack)에 대응하는 물리량이다. 이상에서 정의된 변수들은 터어빈이 정상 상태에서 작동된다는 가정을 포함하고 있다. 그러나, 실제상황에서 압력강하와 토오크 값들은 파의 상하운동에 따라 어떤 주기성을 가지고 변화할 것이므로 이의 시간에 대한 평균값을 취하는 것이 바람직하다.

### 3.2 FLUENT를 이용한 수치해석 개요

본 연구에서는 터빈 주위 유동 해석 및 성능 해석을 위해서 전 세계적으로 널리 쓰이는 범용 CFD코드인 FLUENT 6.1.22를 사용하여 2차원 계산과 3차원 계산을 수행하였다. FLUENT는 유한체적법(FVM)에 의한 CFD코드로써, 유동의 흐름과 열전달 등과 같은 복잡한 기하학적 현상을 모델링하기 위한 첨단 컴퓨터 프로그램이다. 일정하지 않은 유동문제를 해석하는데 있어서 복잡한 형상문제를 비교적 쉽게 해결할 수 있도록 완전한 mesh 유연성을 가지고 있다. 지원되는 mesh의 종류는 2차원일 때 삼각형, 사각형, 3차원일 때 4면체, 5면체, 6면체, 피라미드, 썰기, 그리고 혼합 mesh가 있다. 이러한 적합하고 복잡한 격자 배열은 특히 자유전단면과 경계층과 같은 큰 변화를 가지는 유동영역을 정확히 예측하는데 매우 유용하다. 프로그램의 구조는 Fig. 2와 같다.

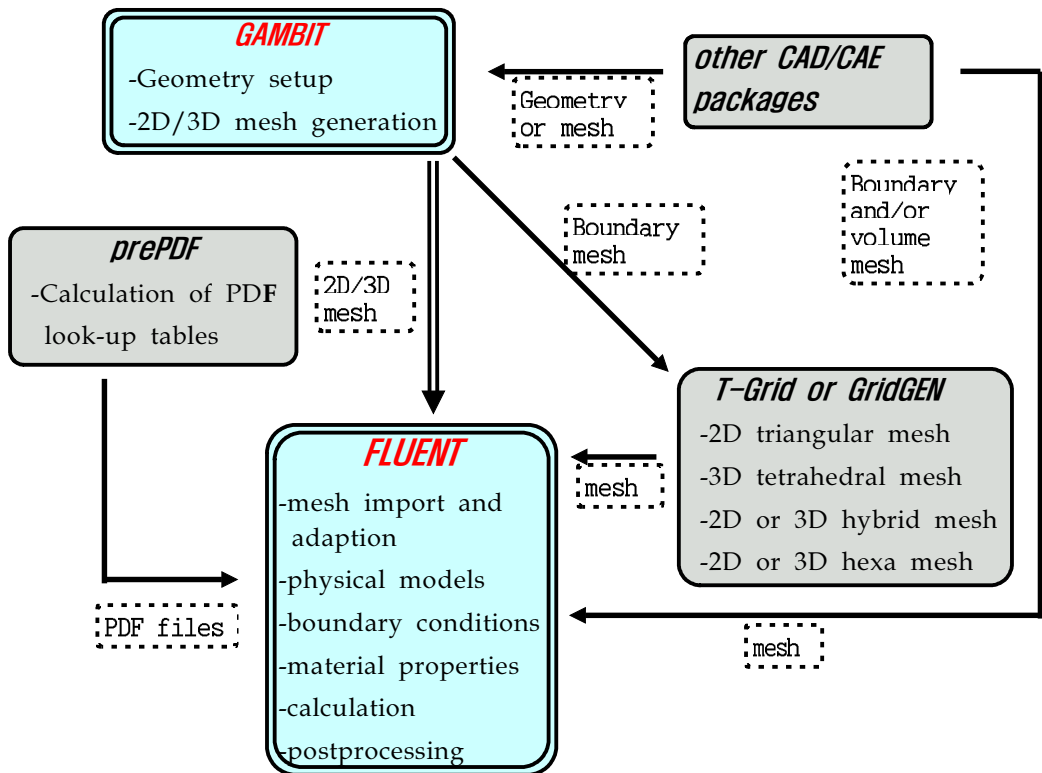


Fig. 2 Structure of FLUENT

격자생성은 GAMBIT 2.1.6을 이용한다. GAMBIT은 유동장의 격자와 기본적인 경계조건을 형성하는 Pre-Processor로, 크게 "top-down"(3차원 입체의 조합을 통하여 복잡한 기하학적 형상 묘사)와 "bottom-up"(point, curve 및 surface를 기본으로 하여 기하학적 현상을 묘사하는 방식)으로 구분되어 있다. 또한, GUI(Graphical user interface) 환경을 통해 사용이 매우 간편하고, 강력한 격자생성 기술을 제공하고 있고, 상당부분에 있어서 자동화되어 있는 격자생성 기능으로 인하여 격자생성 시간을 단축시켜 준다. 실시간 graphical feedback기능을 통해서 node의 분포 상황을 알 수 있으며, smoothing기능을 통하여 mesh quality를 개선시킬 수도 있다. 이상과 같이 GAMBIT을 이용하여 격자를 생성한 후 Solver인 FLUENT에서 import하여 해석을 수행하게 된다. FLUENT에서는 우선 import한 격자를 check한 후 유동을 해석하기 위한 지배방정식을 선택하고, 밀도나 점성 등의 유체에 대한 정보를 입력한 후, 경계조건, 초기조건 등을 입력하여 iteration을 통한 해석을 수행하게 된다. 또한, FLUENT는 계산결과를 다양하게 Display 할 수 있는 Post-Processor의 기능도 가지고 있다. FLUENT를 이용하여 수치해석 하는 과정은 다음과 같다.

- Create the model geometry and grid.
- Start the appropriate solver for 2D or 3D modeling.
- Import and check the grid.
- Select the solver formulation
- Choose the basic equations to be solved : laminar or turbulent(or inviscid), chemical species or reaction, heat transfer models, etc. Identify additional models needed : fans, heat exchangers, porous media, etc.
- Specify material properties.
- Specify the boundary conditions.
- Adjust the solution control parameters.
- Initialize the flow field.
- Calculate a solution.
- Examine the results.
- Save the results.
- If necessary, refine the grid or consider revisions to the numerical or physical model.

FLUENT의 주요 특성은 다음과 같다.

- 2차원과 3차원 흐름의 기하학은 프리즘이나 피라미드를 포함하여, 삼각형/사각형, 4면체/6면체, 또는 혼합된 격자 등과 같은 일정하지 않은 Solution-adaptive를 이용
- 비압축성(Incompressible)흐름과 압축성(Compressible)흐름
- 정상(Steady) 또는 비정상(Unsteady)유동 해석
- 비점성(inviscid), 층류(laminar) 와 난류(turbulent flows)
- Newtonian 또는 Non-newtonian 유동
- 자연대류와 강제대류를 포함한 대류
- 상호간 전도/ 대류 열전달
- 열전달 및 방출
- 정지하고 있거나 회전하는 frame 모델
- Sliding mesh interfaces와 Rotor/Stator의 상호작용 모델링에 대한 Mixing planes를 포함한 다수의 움직이는 frame
- 연소와 표면 침전반응 모델을 포함한 화학물질 혼합과 반응
- 열, 질량, 운동량, 난류, 그리고 화학물질들의 혼합과 반응
- 연속적 phase을 가지는 결합을 포함하여 입자들, 작은 방울, 기포와 같은 흩어진 phase에 대한 Lagrangian trajectory 계산
- 다공성 매체를 통한 유체유동
- 1차원 Fan/heat-exchanger 실행 모델
- Cavitation을 포함한 two-phase 흐름
- 복잡한 표면상대인 자유표면 흐름

### 3.3. Standard $k-\epsilon$ 난류모델의 지배 방정식

유체 유동의 해석은 연속 방정식과 Reynolds time-averaged Navier-Stokes 방정식으로 나타낼 수 있다. 상기 방정식들은 직교 좌표계에서 tensor 형태로 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du_i}{Dt} = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ u \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \end{aligned} \quad (5)$$

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (6)$$

Standard  $k - \epsilon$  난류모델에서 난류 운동 에너지(turbulent kinetic energy)  $k$  와 난류 운동 에너지 소멸율(dissipation rate)  $\epsilon$  에 대한 전달 방정식들은 Navier-Stokes 방정식에서 얻을 수 있으며, 항목별로 적합하게 모형화하면 다음과 같이 표현된다.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{x_k}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{D\epsilon}{Dt} = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{x_\epsilon}} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) \\ & - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (8)$$

Standard  $k - \epsilon$  난류 모델에서 eddy viscosity는 난류 운동 에너지  $k$  와 난류 운동 에너지 소멸율  $\epsilon$  의 관계로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

여기에서  $G_k$ 는 평균 속도 구배에 의한 난류 운동 에너지의 생성률,  $G_b$ 는 부력에 의한 난류 운동 에너지의 생성률,  $Y_M$ 은 압축성 난류에서의 전체 소멸율의 변화량이다.  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$ , 그리고  $C_{3\epsilon}$ 은 실험에 의해 결정되어진 경험적인 상수이며,  $\sigma_k$ 와  $\sigma_\epsilon$ 는 난류 운동 에너지  $k$ 와 난류 운동 에너지 소멸율  $\epsilon$ 에 대한 난류 Prandtl number이며, 이때 상수는  $C_{1\epsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\epsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1.3$ 을 사용한다.

## 제4장 임펄스 터빈의 개념설계

### 4.1 임펄스 터빈의 1차 설계

1차 임펄스 터빈 설계는 자료조사를 통하여 기존에 설계된 형상 중 가장 우수하다고 판단되는 T. Setoguchi et al. (2001)이 제안한 날개형상을 취하기로 하였다. 임펄스 터빈 설계의 출발점으로서 기존에 존재하는 형상에서 출발하여 본 계산과 실험정도를 검증하고, 연구를 진행해나가면서 추구하고자하는 최적의 터빈을 설계하기로 하였다. Fig. 3과 같이 2차원 단면을 설계하였다.

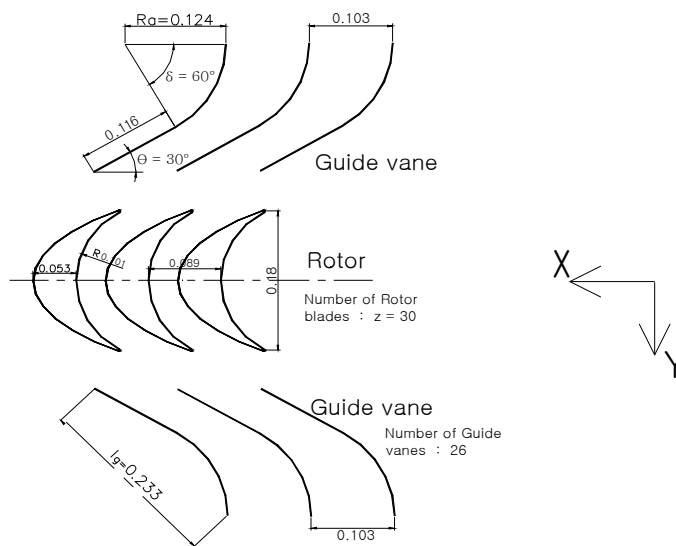


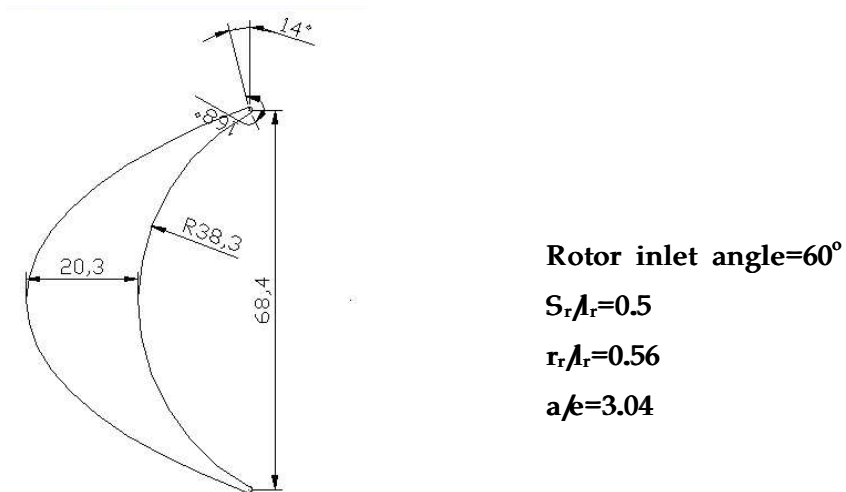
Fig. 3 Turbine Geometry in 2-D Sense

Table 1 Specifications of Rotor Blade

Item	Setoguchi (f=255m)	<b>New design(f=323m)</b>	Remarks
No. of Blade	30	<b>30</b>	
$S_r$	26.7 mm	<b>33.8 mm</b>	
$l_r$	54.0 mm	<b>68.4 mm</b>	1.266667배
$r_r$	30.2 mm	<b>38.3 mm</b>	angle=61.35°
a	125.8 mm	<b>159.3 mm</b>	angle=69.7°
e	41.4 mm	<b>52.4 mm</b>	1.266667배
round	0.5	<b>0.6</b>	1.266667배



보다 상세한 날개 도면은 Fig. 4와 같다.



**Fig. 4** Rotor Blade Geometry

가이드베인의 치수는 Table 2와 같다.

**Table 2** Specifications of Guide Vanes

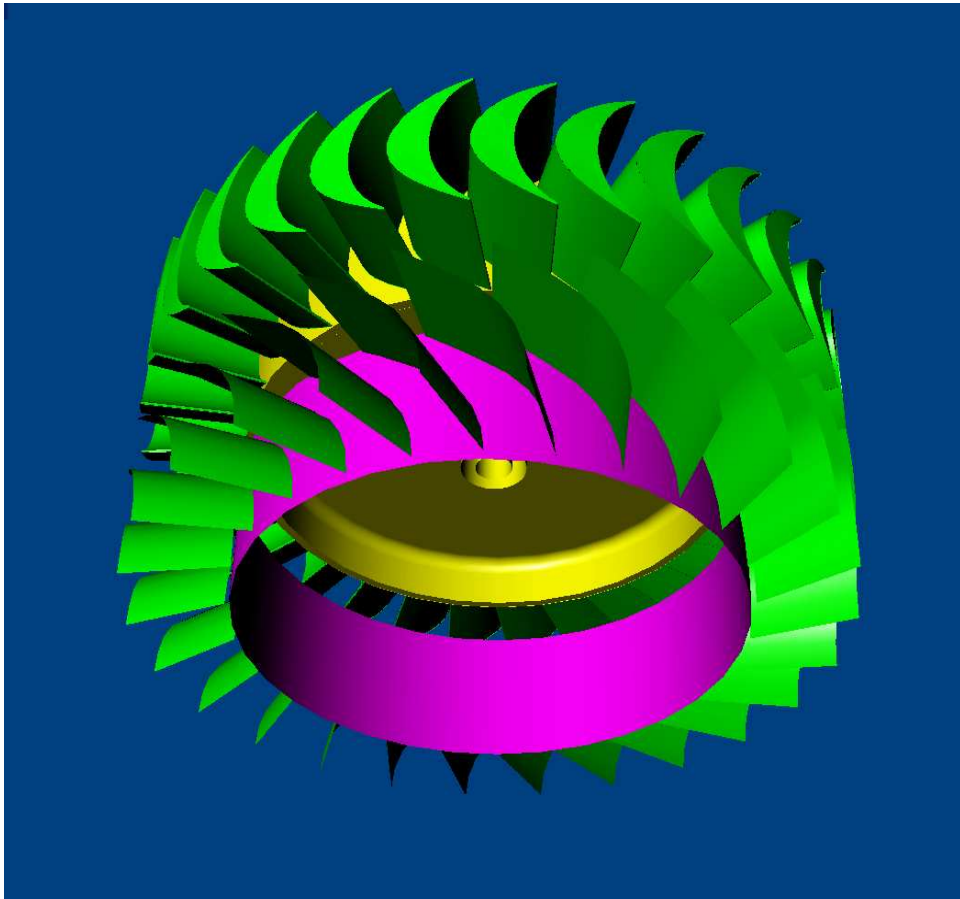
Item	Setoguchi (f=255m)	<b>New design(f=323m)</b>	Remarks
No. of vane	26	<b>26</b>	
Sg	30.8 mm	<b>39 mm</b>	
lg	70 mm	<b>88.6 mm</b>	1.266667배
Ra	37.2 mm	<b>47.1 mm</b>	1.266667배
d	60 mm	<b>60 mm</b>	
parallel section	34.8 mm	<b>44.1 mm</b>	1.266667배
thickness	0.5 mm	<b>0.5 mm</b>	

끝으로 로우터와 가이드베인의 간격은 Table 3과 같다.

**Table 3** Specifications of Gap of Guide Vanes

Item	Setoguchi (f=255m)	<b>New design(f=323m)</b>	Remarks
Gap	20 mm	<b>25.3 mm</b>	

$$G/l_r=0.19$$



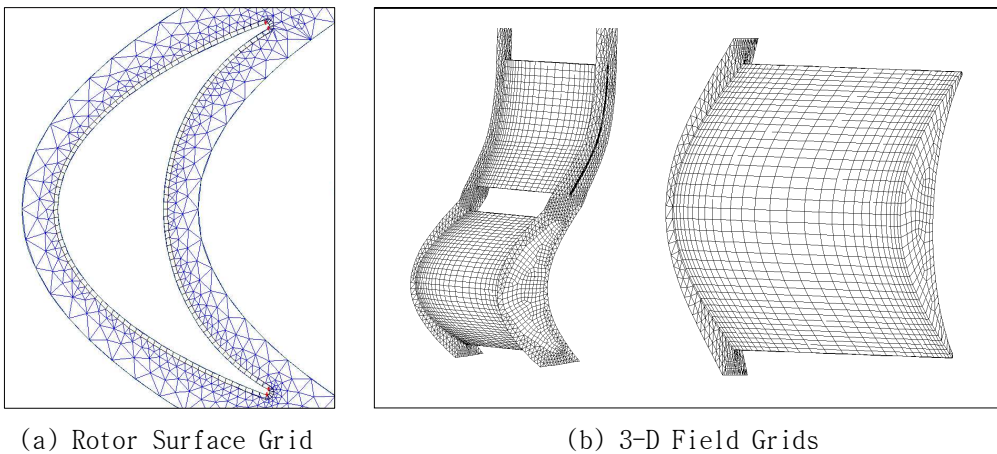
**Fig. 5** 3-D Drawing of Designed Impulse Turbine

2차원 형상자료로부터 3차원 로우터 오프셋은 주어진 2차원 날개단면을 대표반경 (여기서는  $r_R = 0.85R$ )에서의 날개 형상을 보고 허브와 날개끝 쪽으로는 동일한 형상으로 확장시켜 설계하였다. Fig. 5는 최종 설계된 터어빈의 형상을 보여준다.

## 4.2 설계된 터빈의 성능 해석 및 검증

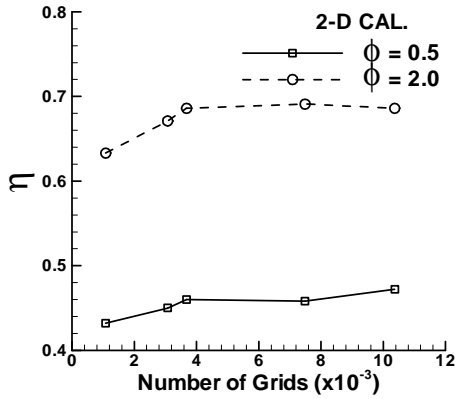
### 4.2.1 작업과정, 격자생성 및 계산조건

2차원 해석은 Fig. 4에 주어진 날개형상을 그대로 사용하였다. 격자생성은 GAMBIT 2.1.6을 이용하였는데 임펄스 터빈은 말 그대로 충동식 터빈으로서 외력 성분 중 점성력 대비 압력력이 주를 이루기 때문에 격자 민감도가 적다. 따라서 임펄스 터빈과 같은 복잡한 회전체 형상에 대한 격자생성의 효율성을 높이기 위해서 전체적으로 비정렬격자를 사용하였으나  $y^+$ 를 적절한 범위에 넣고자 날개 표면에는 정렬격자를 한층 생성하였다. 또한 Vortex Roll-up이 발생하는 Tip 부근과 같이 격자에 민감한 부분에도 정렬격자를 몇층(2-6층) 생성하는 등 정렬과 비정렬격자를 혼용한 하이브리드(Hybrid) 격자계를 사용함으로써 수치해석상 Grid Quality와 수렴성을 높이고자 하였다. Fig. 6의 (a)는 날개 단면 격자를 보여주는 것으로 날개 표면에 정렬격자가 한층 생성되어 있는 것을 확인할 수 있으며, (b)는 터빈 3차원 격자계를 보여주고 있다.

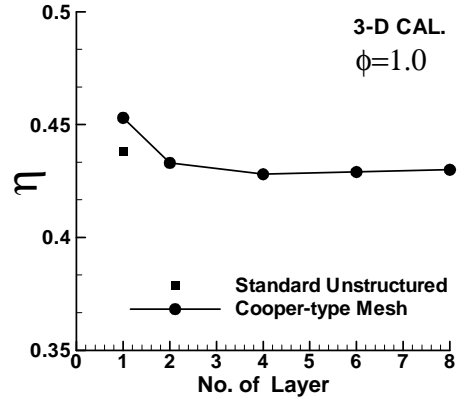


**Fig. 6** Grid Generations

2차원 계산의 경우 로우터의 회전운동을 날개의 x방향 직진운동이라 보고 계산을 수행하였다. 격자의존도 점검을 위하여 Fig. 7의 (a)와 같이 격자수 민감도 조사를 실시하였다. 2차원의 경우 1,000~10,000개의 격자를 사용하였는데 고려하는 유동조건 하에서 격자수가 3,600개 이상이면 충분히 수렴된 해를 얻는 것을 확인할 수 있었다. 3차원 계산은 날개끝 간극이 없는 경우는 200,000여개, 날개끝 간극이 있는 경우는 400,000~500,000개의 격자를 사용하였는데 격자수와 더불어 날개끝 간극 등 격자에 민감한 부분 고려와 적절한  $y^+$  고려를 위해서 정렬격자를 생성하는 등 다각적인 고려를 하였다. Fig. 7(b)는 날개끝 간극에서의 정렬격자 층에 의한 영향을 보여주고 있다.

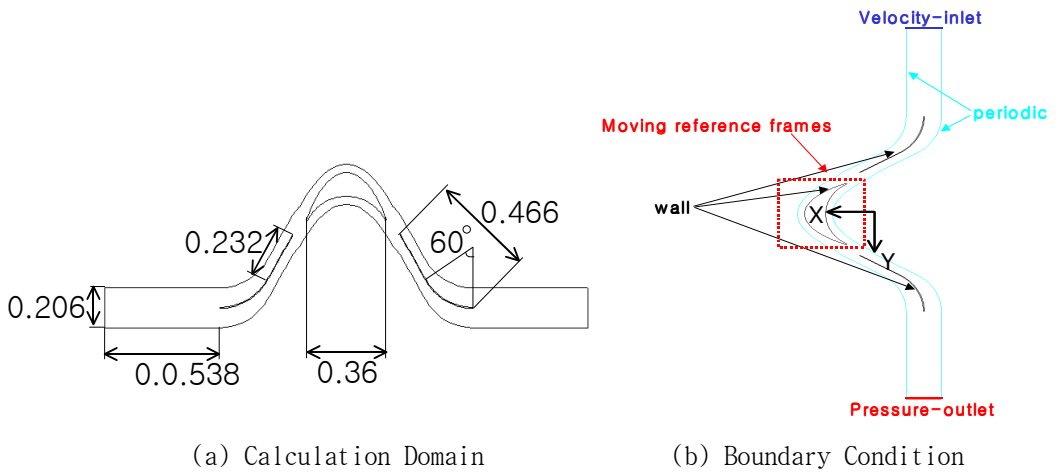


(a) Effect of Number of Grids



(b) Effect of around Tip Area Mesh

**Fig. 7** Grid Dependency



(a) Calculation Domain

(b) Boundary Condition

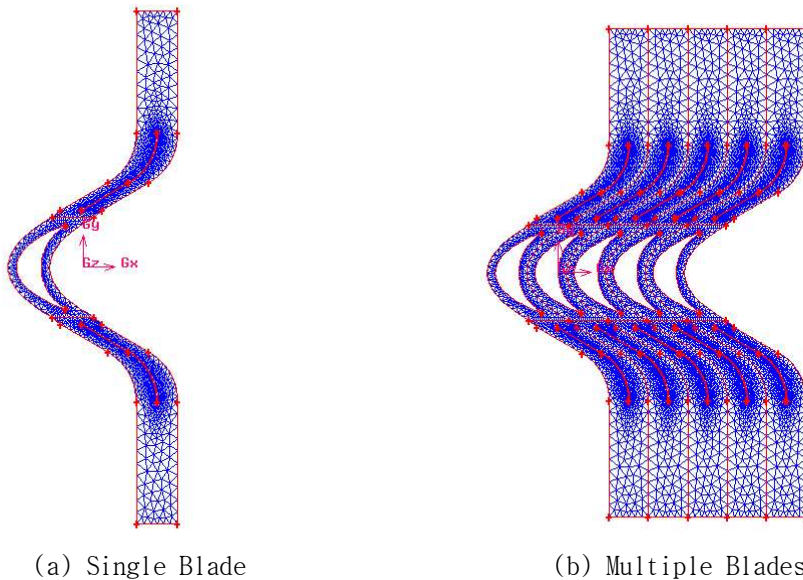
**Fig. 8** Calculation Conditions

설계된 날개는 날개수가 30개이고 가이드베인이 26개이기 때문에 정확한 계산을 위해서는 전체 터어빈을 완전하게 모델링 해야 한다. 그렇지만 그 영향은 그리 크지 않다고 판단되었기에 수치해석을 간략화하기 위하여 가이드베인 갯수를 날개의 갯수와 동일하다고 보고 한 세트의 가이드베인과 한 개의 날개에 대하여 그 좌우측에 주기조건 (periodic condition)을 부과하여 3차원 계산을 수행하였다. 채택된 계산영역과 사용된 경계조건은 Fig. 8과 같다.

$r = r_R$ 에서의 단면형상을 2차원 캐스케이드로 가정한 로우터 날개에 대하여 경계 조건의 적합성을 보기위하여 단일 날개에 대한 계산과 5개의 날개에 대한 계산결과를 Fig. 9와 같이 비교하여 보았는데, 그 결과 압력이나 유속분포의 차이가 무시할 정도로 작음을 알 수 있었다. 그래서 Periodic Condition 의 타당성을 확보할 수 있었다.

회전하는 로우터 날개 부분은 FLUENT의 moving reference frame 옵션으로 회전시켜 계산하였다. 수렴조건은 Residual을  $10^{-3}$  이하로 세팅하였다. 터빈 날개의 코오드 ( $C=0.0684m$ )와 날개에 유입되는 대표유속 ( $\sim 20m/s$ )으로 무차원한 Reynolds 수는  $Re=1.036 \times 10^5$  정도로서 층류유동 영역에 속하지만 Reynolds 수를 정의하는 방법에 따라 층류와 난류가 공존할 수 있는 가능성이 있었기에 유동계산은 난류로 하여  $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.

앞서 예상한 대로 계산결과 날개에 작용하는 외력성분중 점성에 기인한 마찰성분은 압력항의 영향에 비하여 1% 이내로 무시할 정도였다. 즉, 계산 결과에 미치는 점성의 영향은 극히 제한적으로 판단되었다. 한편 통상 임펄스 터빈은 자기기동에 문제가 없기 때문에 본 챕터에서는 터빈의 정상상태에서의 성능해석만 수행하였다. 자기 기동에 대해서는 후미에서 자세히 다루었다.



**Fig. 9** Grid Systems to Check the Effect of Periodic Boundary Condition

#### 4.2.2 2차원 계산 결과

터어빈의 전체적인 성능해석에 앞서 대표적인 계산조건인  $\phi = 1$  (입구에서의 유속 15m/s, 로우터 회전수 14.79 rps ( $U_R = 15\text{m/s}$  at  $r_R = 0.85R$ ))에 대하여 자세한 유동장을 관찰하였다.

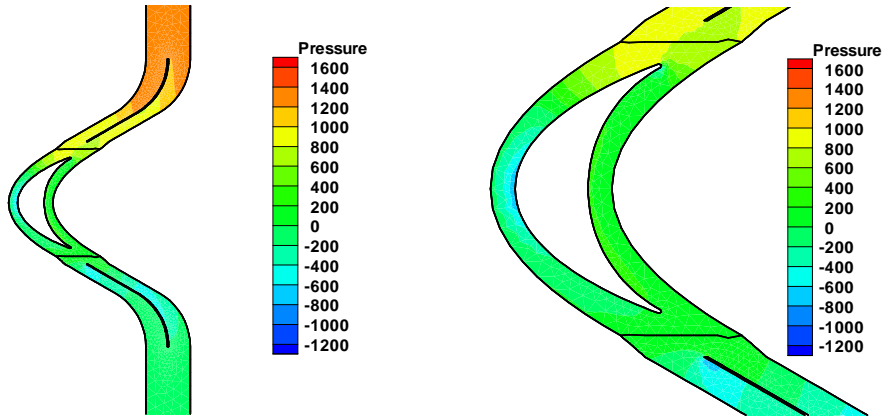
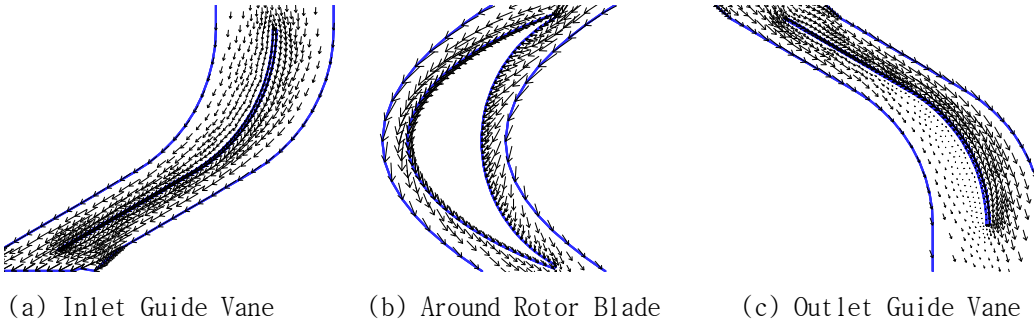


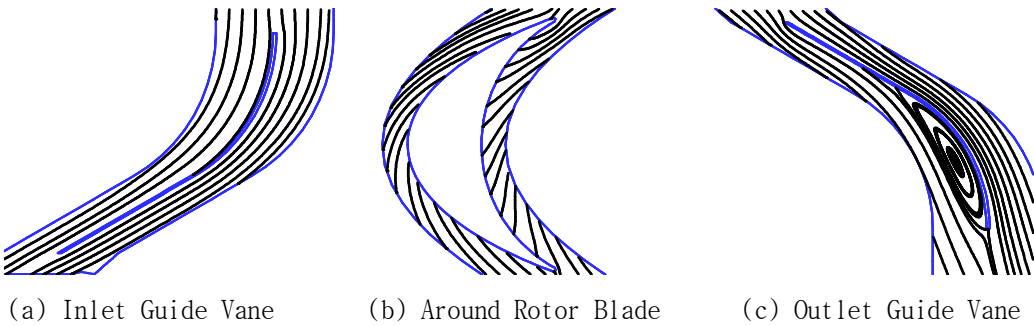
Fig. 10 Pressure Distributions at  $\phi = 1$

Fig. 10에서 입구는 그림의 상부쪽, 즉 압력이 높게 표시된 위쪽을 의미하며 상부 경계와 하부경계 사이의 압력의 차이가 터어빈에 부과된 압력강하치를 나타낸다. 로우터 날개의 전면 (흡입면에 해당)에서 압력이 낮은 것은 날개의 회전방향 (여기서는 좌측방향)과 일치하므로 당연한 결과이나 출구쪽 가이드베인의 일부에서 압력이 낮게 나온 것은 바람직하지 못한 결과이다. 이는 출구쪽 가이드베인의 각도가 날개의 뒷날 하류의 흐름방향과 잘 부합하지 않아서 흐름의 원활한 진행을 방해하기 때문이다. 파워 발전용 터어빈이 왕복동 유동장에 설치되기 때문에 고정된 가이드베인을 사용하는 한 이러한 부작용은 피할 수 없는 현상이다. 이러한 부작용을 예방하고 보다 나은 결과를 얻기 위해서는 self-controlled guide vane의 채택이 검토되어야 하나 유지보수 상의 문제점이 제기되어 득보다는 실이 많았던 실례가 있다.

동일한 해석이 Fig. 11의 유속분포나 Fig. 12의 유선분포로부터 가능하다. 날개 주위의 흐름과 입구쪽 가이드베인은 유속분포나 유선이 매끄럽고 원활하게 형성되어 있으나 출구쪽은 가이드베인의 좌측 후방에 매우 작은 유속이 형성되어 있다. 즉 질량보존의 법칙을 만족시키기 위해서는 가이드베인의 우측으로 큰 유량이 발생해야 하며 이에 따르는 압력과 마찰의 손실이 예측된다. Fig. 12의 유선분포도 같은 결과를 증명해 보이고 있다.



**Fig. 11** Velocity Distributions

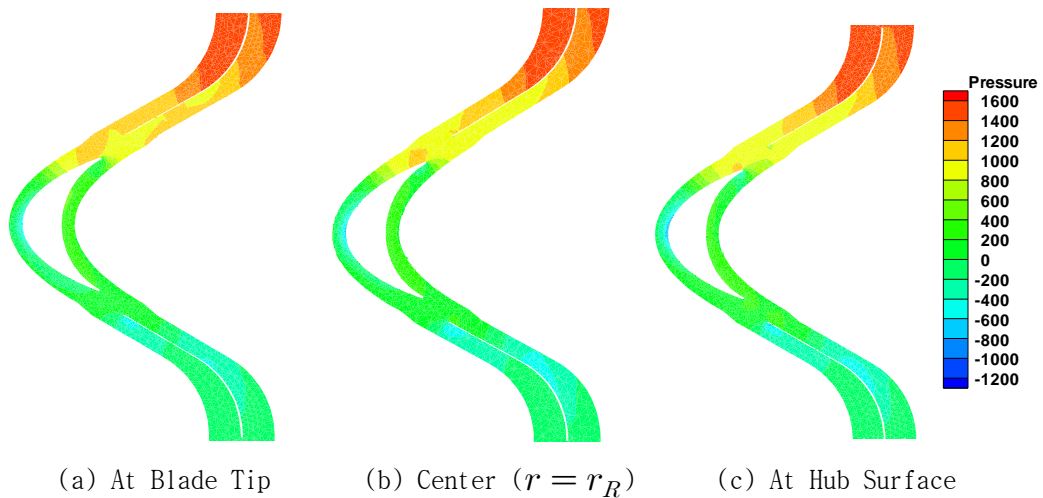


**Fig. 12** Streamlines

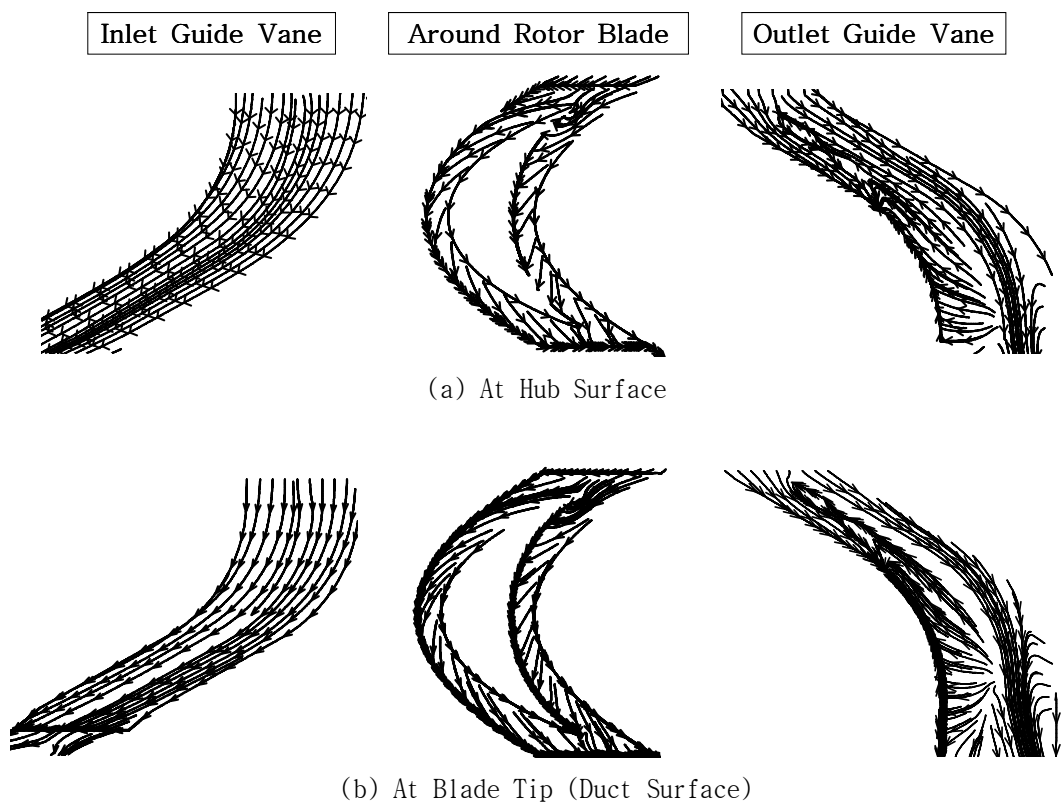
#### 4.2.3 3차원 계산 결과

터어빈 로우터의 3차원성을 보기 위하여  $\phi = 1$ 인 경우 허브, Mid-span, 날개 끝에서의 압력분포를 Fig. 13에 비교하였다. 전반적으로 서로 비슷하게 보이나 자세히 보면 허브 쪽으로 갈수록 날개 전면 (흡입면)의 압력이 다소 낮게 계산되는 등 3차원성이 다소 확인되고 있다. 이 계산은 날개 끝에 간극이 없는 경우이기 때문에 상대적으로 차이가 적게 나타났으나 날개와 덕트 사이의 간극이 클 경우 당연히 3차원 효과가 더욱 커지리라 예측된다. 따라서 이러한 날개끝 간극의 영향은 다음 절에 별도로 소개되어진다.

다음으로 날개끝 덕트면과 허브면에서의 유선이 Fig. 14에 주어져 있다. 입구쪽과 날개면에서는 유사한 흐름이나 출구 부근의 유동은 허브면과 덕트면에서 상이한 패턴을 보여주었다.



**Fig. 13** Pressure Distributions at  $\phi = 1$



**Fig. 14** Streamlines



## 제5장 임펄스 터빈의 상세설계

### 5.1 임펄스 터빈의 주요 파라미터별 성능 해석

#### 5.1.1 로우터 날개수의 영향

날개수의 영향은 동일한 유량을 가정할 때 1개의 날개에 들어오는 유량의 상대적인 차이로 표시된다. 즉, 날개수가 증가하게 되면 1개의 날개에 유입되는 유량은 날개수에 반비례하게 된다. 결과는 Fig. 15와 같다.

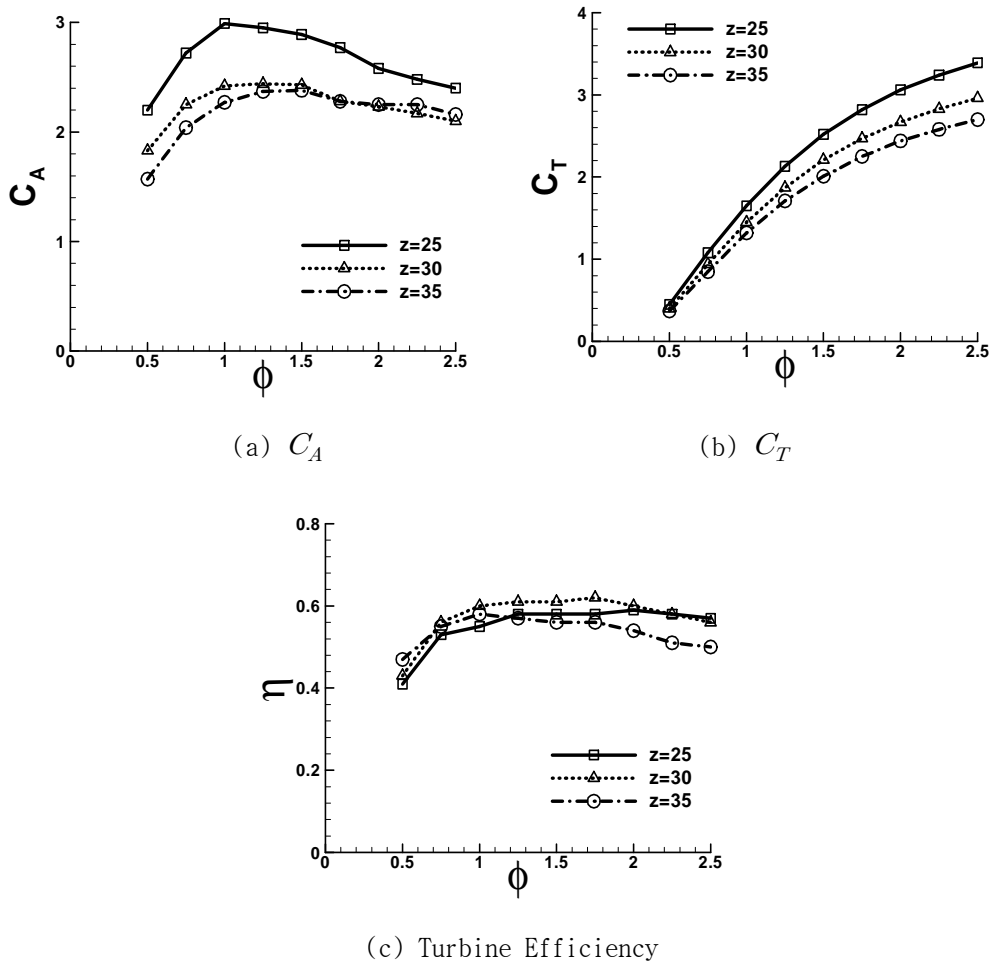
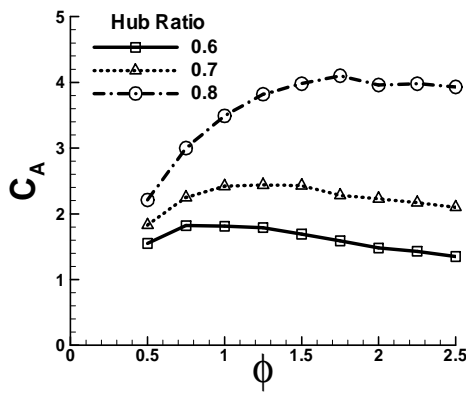


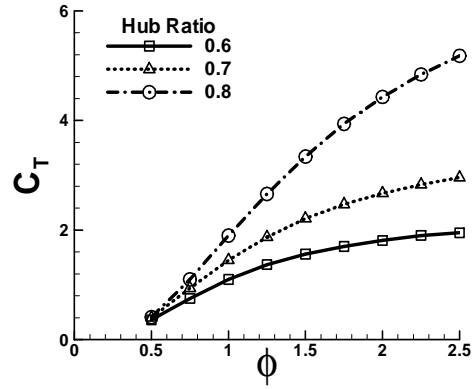
Fig. 15 Effect of the Number of Rotor Blades

### 5.1.2 허브비의 영향

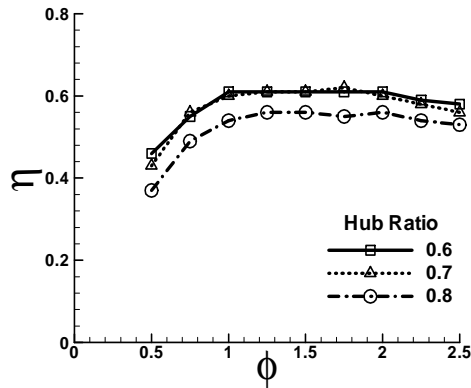
허브비의 영향은 동일한 유량을 가정할 때 질량보존법칙을 만족시키는 해당 유속을 찾는 방법으로 고려되었다. 즉, 허브비가 커지게 되면 흐름의 단면적이 작아지므로 그에 따라 유속의 증가가 유발되게 된다. 결과는 Fig. 16과 같다.



(a)  $C_A$



(b)  $C_T$



(c) Turbine Efficiency

**Fig. 16** Effect of Hub Ratio

### 5.1.3 Tip Clearance별 영향

Tip clearance의 영향을 보기 위하여 3차원으로 설계된 터어빈 로우터의 끝과 덕트 사이의 간극을 의미하는  $t_c^*(\%)$ 를 0, 0.13, 0.26, 0.79, 1.32로 변화시키면서 계산을 수행하였다. 터어빈 직경이 380mm일때 각각 날개끝 간극이 0, 0.5, 1, 3, 5mm인 경우를 의미한다. Fig. 17과 같이 간극에 따라 대단히 큰 성능 차이를 보여주고 있다. 따라서 터어빈 제작 공정시 날개끝 간극 (Tip clearance)을 0.26%(본 경우에는 1mm 이내) 가급적 0.13% 정도로 제작하는 것이 중요할 것이다. Tip Clearance가 커질수록  $C_A$ 는 커지고  $C_T$ 는 작아져서, 결과적으로 더 작은 효율을 나타내었다. 성능이 Tip Clearance에 매우 민감함을 확인할 수 있었다.

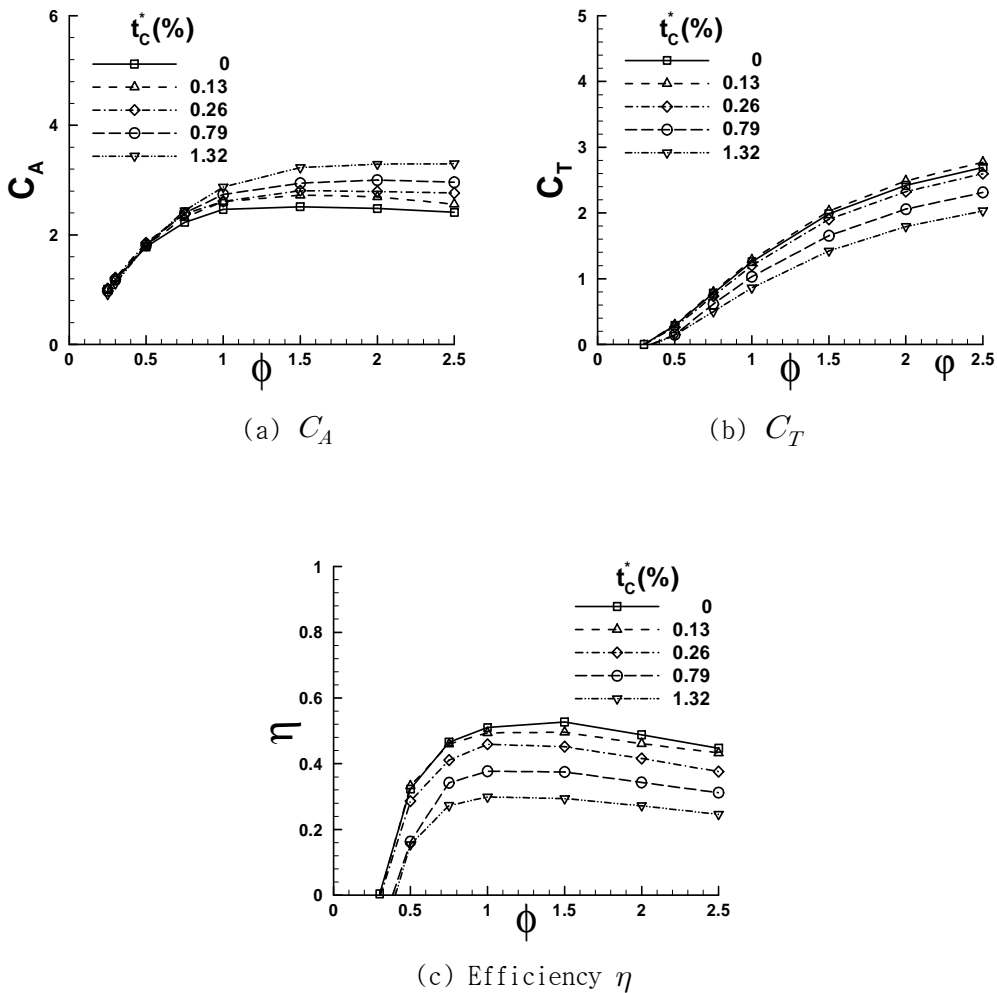
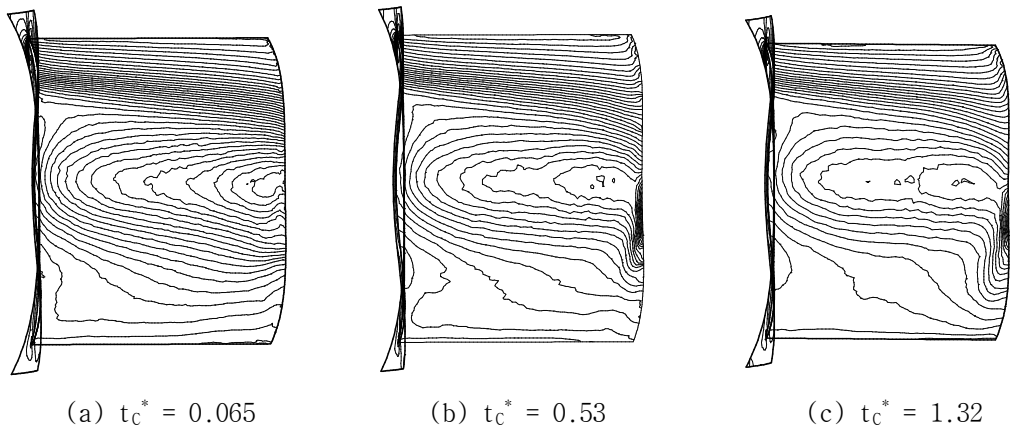
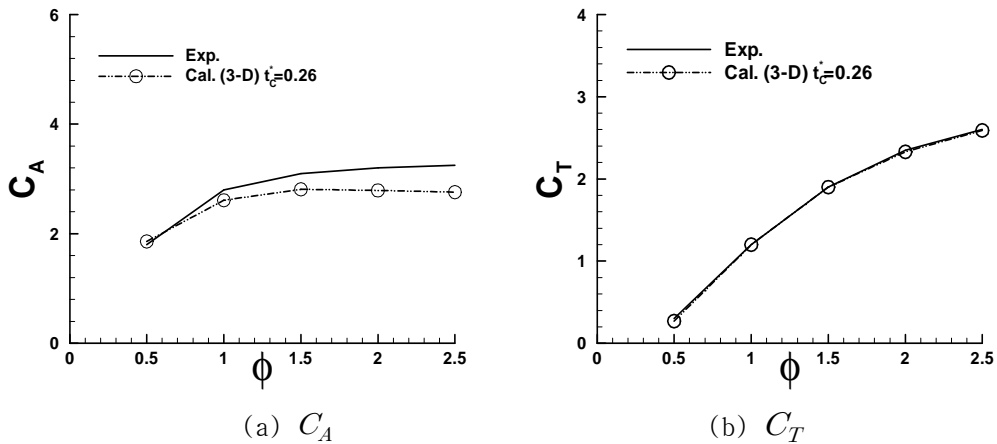


Fig. 17 Effect of Tip Clearance

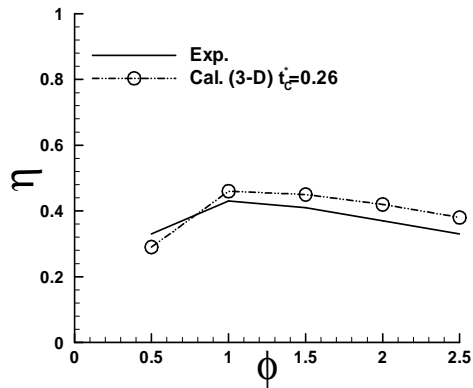


**Fig. 18** Pressure Distributions on the Suction Side of Turbine Blade(  $\phi = 1$  )

Fig. 18은  $\phi = 1$ 일때 날개의 흡입면에 대한 압력 분포를 보여주고 있다. Tip clearance가 커질수록 압력 손실이 많아지고 Pressure Gradient가 완만해짐을 볼 수 있다. 또, Tip Clearance가 커질수록 tip 근처에서 유동의 굴절, 휘어짐 등의 발생이 관찰되는데, 이에 기인하여 터어빈의 토크가 줄어듦을 예상할 수 있다. Tip Clearance가 커질수록 축방향으로의 압력 강하치가 커지는 것은 날개 끝에서의 유동시에 방해가 받게 됨으로써 흐름이 힘들어짐에 의한 것이라 판단된다.



**Fig. 19** Comparison Between Calculation and Experiment



(c) Efficiency  $\eta$

Fig. 19 Continued.

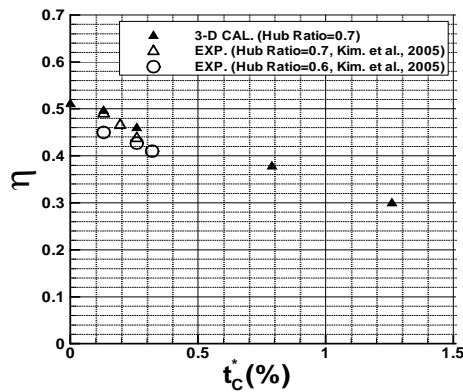


Fig. 20 Effect of Tip Clearance on Peak Efficiency

끝으로 Fig. 19는 날개끝 간극을 1mm( $t_c^*=0.26$ )로 보고 계산한 결과와 실험치가 비교되어 있다. 실험시 날개의 간극은 대략 1mm 내외로 제작되고 있는바 Fig. 19의 비교가 최종적인 터빈 성능해석 결과로 볼 수 있다. Fig. 18은 날개끝 간극별 효율이 가장 큰 경우에 대한 결과를 실험과 비교하여 보여주고 있다. Fig. 19와 20에서 보듯이 실험과 계산이 비교적 잘 일치하고 있으며 경향 또한 서로 유사한 것을 확인할 수 있다. 이로부터 FLUENT를 이용한 수치해석은 임펠스 터빈 설계에 유용하게 사용될 수 있음을 확인할 수 있었다.

### 5.1.4 Guide Vane 각도별 영향

2-D, 3-D 계산을 통하여 가이드 베인의 각도  $\theta$  가 터빈 성능에 미치는 영향을 살펴해보았다. 2차원 계산에 대한 신뢰도와 실용성을 확인하였고, 3-D 계산의 검증을 위해 Setoguchi et al.(2001) 논문에서 발표되어 있는 방식을 채택하여  $15^\circ$ ,  $22.5^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $37.5^\circ$ ,  $45^\circ$  를 계산하여 보았다. Fig. 21에서  $C_A$ ,  $C_T$ , Efficiency를 살펴보겠다.

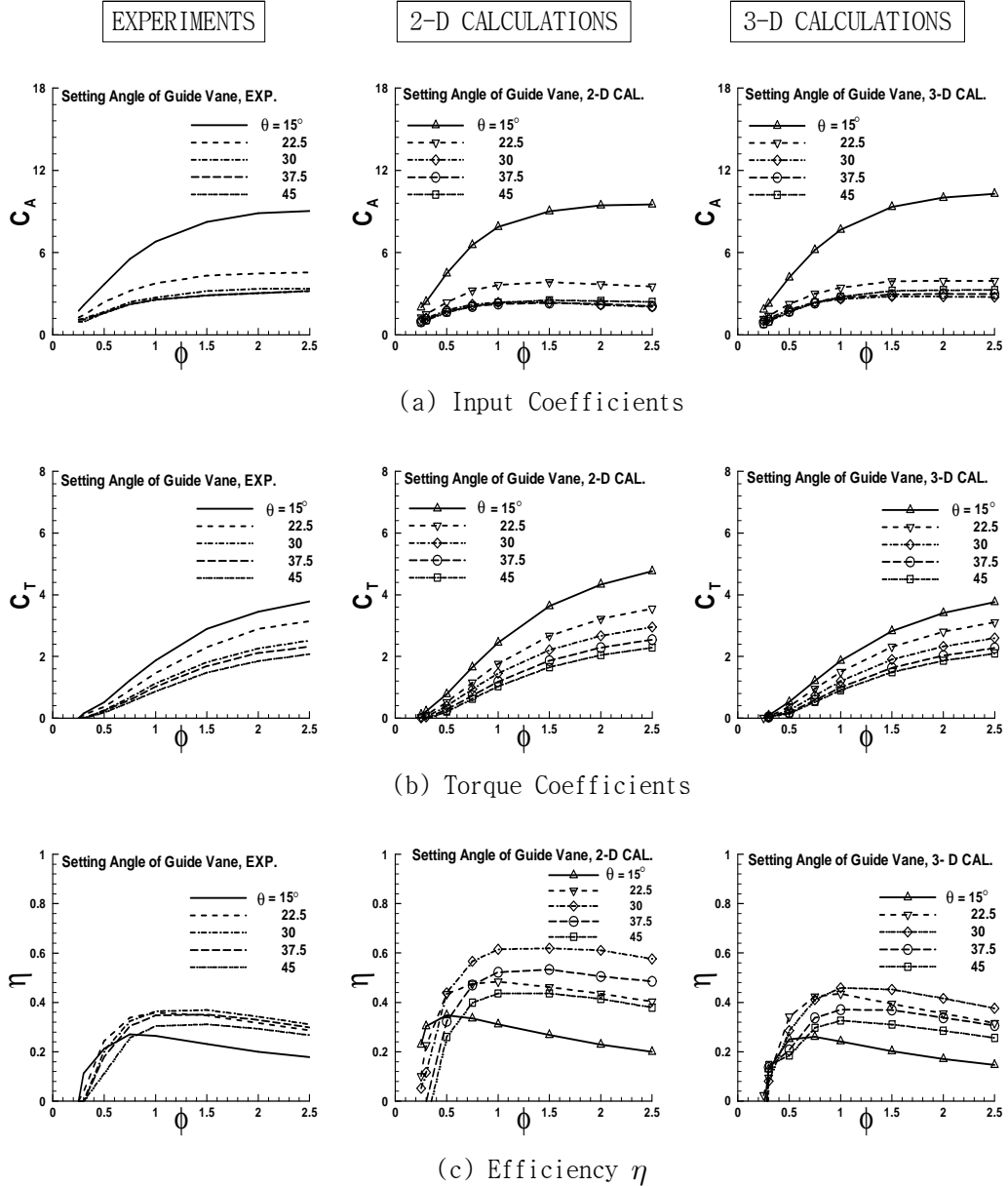
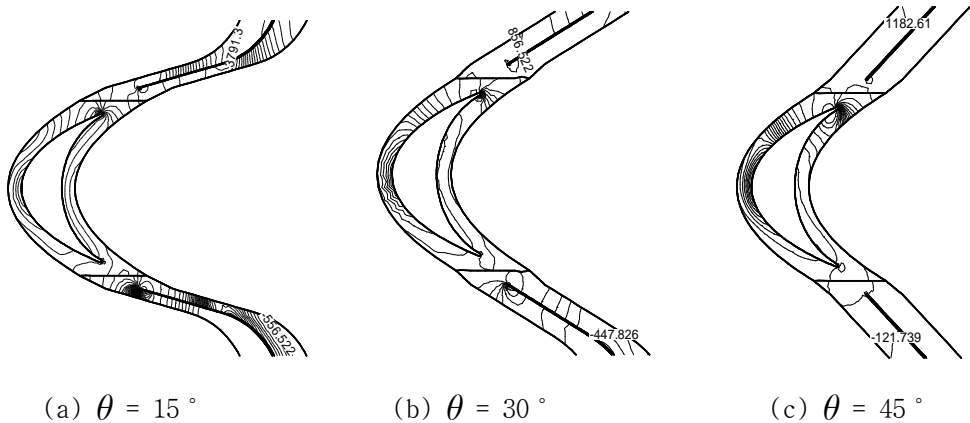


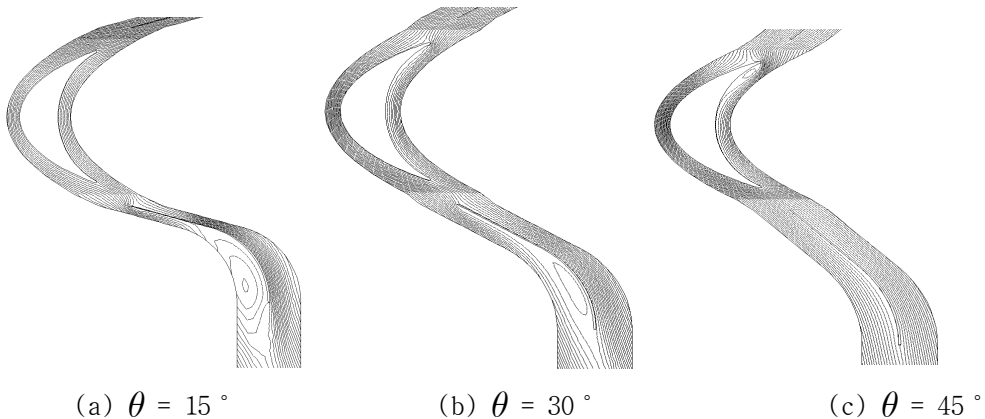
Fig. 21 Comparison to See the Effect of Setting Angle of Guide Vane

실선으로 그려진 것이 세토구치의 실험에 의한 데이터들이다. 자세히 살펴보면,  $C_A$ 의 경우  $15^\circ$ 에서 가장 크게 관찰되었으며, 가이드베인의 각도가 커질수록 급격히 그 값이 작아지는 것을 볼 수 있고,  $30^\circ$  이후에는 거의 비슷한 경향을 보이고 있다.  $C_T$  역시  $15^\circ$ 에서 가장 큰 값을 나타내었고, 각도가 커질수록 작아지는 경향을 보이고 있다. 그런데 Efficiency의 경우에는 다소 흥미로운 결과를 보여주고 있다. 가이드베인의 각도가  $30^\circ$ 일 때 가장 좋은 효율을 보여주고 있고,  $37.5^\circ$ ,  $22.5^\circ$ ,  $45^\circ$  순으로 좋지 않게 관찰되었으며,  $15^\circ$ 에서 가장 낮은 효율을 보였다.

가이드베인의 영향을 보고자하였던 이번 계산 결과들은 2차원, 3차원 계산 동이 놀랄 만큼 실험치들과 비슷한 경향을 보여주었다. 단지 절대적인 값의 차이가 다소 2차원의 경우에 높게 계산되어지는 경향이 있으나, 3차원 계산 시 격자생성에 추가로 소요되는 시간과 적어도 50배 이상 걸리는 계산시간 등을 고려한다면 이번 2차원 계산은 Parametric Study를 통한 성능향상 연구에 충분히 고려될 수 있다고 판단된다. 3-D 계산은 정량적으로 실험과 잘 일치하여 보다 신뢰성있는 결과를 얻을 수 있었다.



**Fig. 22** Pressure Distributions at Several Setting Angles of Guide Vane



**Fig. 23** Streamlines at Several Setting Angles of Guide Vane

가이드베인에 의한 유동현상을 해석하기 위해서 Fig. 22과 Fig. 23은 3차원 터어빈의 mid-span 에서의  $\phi = 1.0$ 에서의 압력분포와 유선을 나타내고 있다. 유동의 간결한 비교를 위해서  $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ 의 세 경우만을 나타내었다. 첫 번째,  $15^\circ$ 에서는 축방향의 큰 압력구배로 인해 축방향으로 큰 압력강하가 나타남을 알 수 있다. 본 각도에서는 rotor blade에 들어오는 흐름의 증가를 가져와서 torque의 증가를 유발할 수 있지만, outlet에서의 아주 부정적인 유동 패턴을 무시할 수 없었다. 출구쪽 통로에 있는 가이드베인은 마치 장애물처럼 작용하여 높은 압력손실의 주된 요인이 되고 있다. 또 날개의 leading edge 근처의 압력면에서 작은 박리가 발견되기도 했다.  $15^\circ$ 와  $45^\circ$ 에서는 효율 측면에서 잇점도 있지만 불리한 점도 있는바, 가장 적당한 유동장은 가이드베인 각도  $30^\circ$  일때 가장 높은 효율을 얻을 수 있었다. 유동은 적당히 가속되었고, 날개 앞에서 유속은 충분히 증가했으며 날개에서의 유동박리도 피해서 유동박리에 의해 생성된 압력손실의 영향을 최소화할 수 있었다.

요약하면 2차원 계산은 가이드베인의 영향을 평가하는데 아주 효과적이었으며, 정성적으로 광범위하게 parametric study에 사용할 수 있을 것으로 평가되었다. 가이드베인 각도에 따른 영향도 큰 것을 확인할 수 있었으며  $30^\circ$ 에서 가장 우수한 성능을 나타내었다. 앞서의 날개수와 허브비 등의 parametric study를 성공적으로 수행하여 설계에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

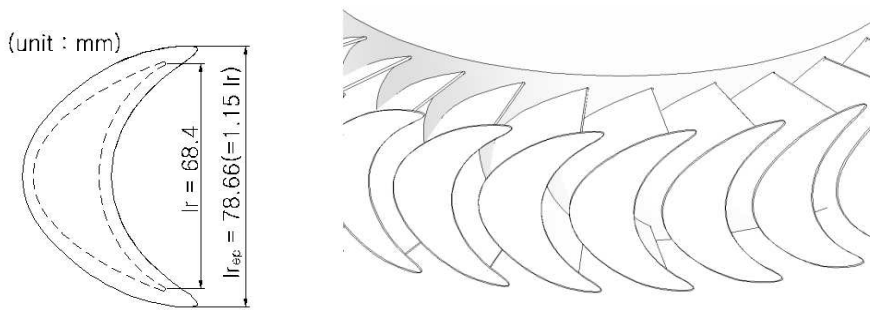
## 5.2 고효율 임펄스 터어빈의 설계에 대한 연구

### 5.2.1 고효율 임펄스 터어빈의 특수한 형태 제안 및 성능 해석

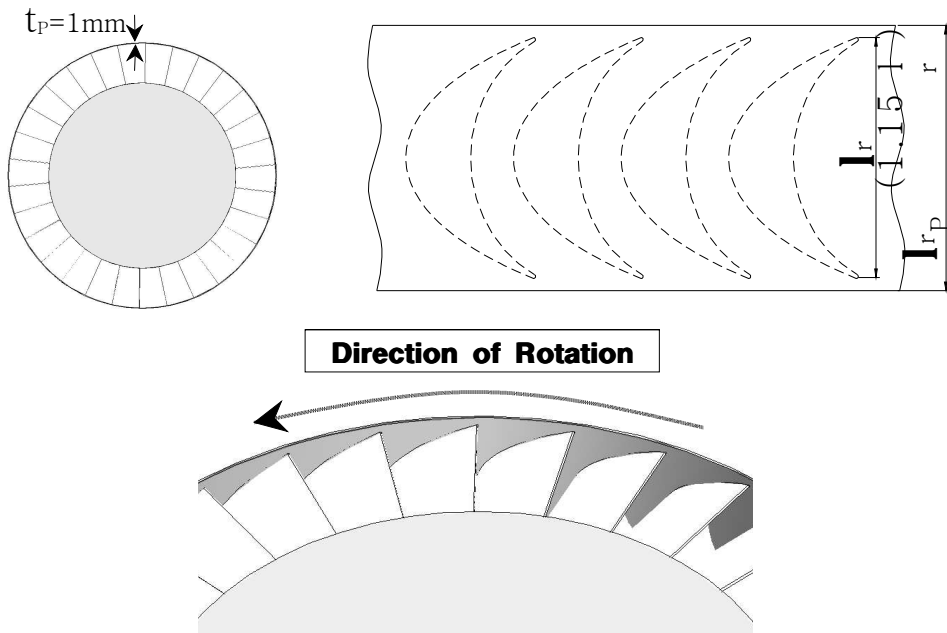
OWC 챔버로부터 덕트로 유입되는 공기에너지를 기계적 에너지로 변환하는 2차 변환장치인 터어빈을 보다 고효율로 설계하는 것은 파력발전의 효율증대와 운용시수 증대에 필수적인 기술이다. 1990년대 초반까지는 웰즈터어빈이 파력발전용 터어빈으로 많이 사용되었으나 최근 임펄스 터어빈이 그에 비해 넓은 작동범위와 우수한 자기 기동 특성 등으로 인해서 널리 각광받게 되었으며, 이 임펄스 터어빈을 보다 우수하게 설계하기 위해서 그동안 허브비나 날개수를 변화시켜서 보거나, 가이드베인의 각도를 바꾸는 등의 방식으로 많은 연구가 진행되어 온 바 있다. (예를들어 Setoguchi et al., 2001)



본 연구에서는 여기서 더 발전된 고효율의 터빈을 제작하고자 항공기의 윙릿의 개념을 파력발전용 터빈에 접목시키고자 하였다. 주된 아이디어는 날개끝의 3차원성으로 인한 불필요한 에너지의 손실을 최소화 하기 위하여 가능한 한 날개의 2차원성이 유지되도록 하므로써 날개끝에서 발생하는 Tip Vortex Roll-up을 줄여보자는 것이 주목적이었다. 이를 위하여 (1) 날개끝에 판을 부착시킨 End Plate 부착형(Fig. 24) 과 이보다 더 발달된 형태로 (2) 날개끝을 일체형으로 감싼 Ring-type Turbine (Fig. 25) 을 고안하여 각각에 대한 성능을 살펴보게 되었다. 이에 관련하여 발표된 Hyun et al. (2005)와 현범수 등 (2005)에 자세히 소개되어 있으므로 여기서는 그 결과를 요약하여 소개하고자 한다.



**Fig. 24** Configurations of End Plate Turbine



**Fig. 25** Configurations of Ring-type Rotor

먼저 항공기 날개의 Winglet에서 착안하여 Fig. 24와 같이 로우터의 날개 끝에 End Plate를 설치하는 아이디어를 발표하였는데 (Hyun et al., 2005), 기본형에 비하여 최대 5% 정도 향상되는 결과를 얻을 수 있었다. 이 아이디어는 날개끝에서의 Vortex Roll-up을 막아보고자 하는 것이 주 목적이었다. 그런데 이 연구를 수행하던 중 Vortex Roll-up을 감소시키는 게 주 목적이라면 굳이 날개끝에 일일이 End plate를 부착하기 보다는 한꺼번에 날개끝을 완전히 감싸는 형상인 소위 링타입 터어빈이 효율이나 제작면에서 보다 유리할 것이라 생각하게 되어 특허출원과 함께 본 연구를 수행하게 되었다. Fig. 25에 그 개략적인 형상이 나와 있다. Fig. 26은 기본형, End Plate 부착형 및 링타입 터어빈 각각에 대한 입력계수, 토오크계수, 효율을 비교하여 보여주고 있다. 보는 바와 같이 기본형 보다 10% 가량 향상된 결과를 보여주고 있는데, 이는 기대치를 훨씬 상회하는 성과였다.

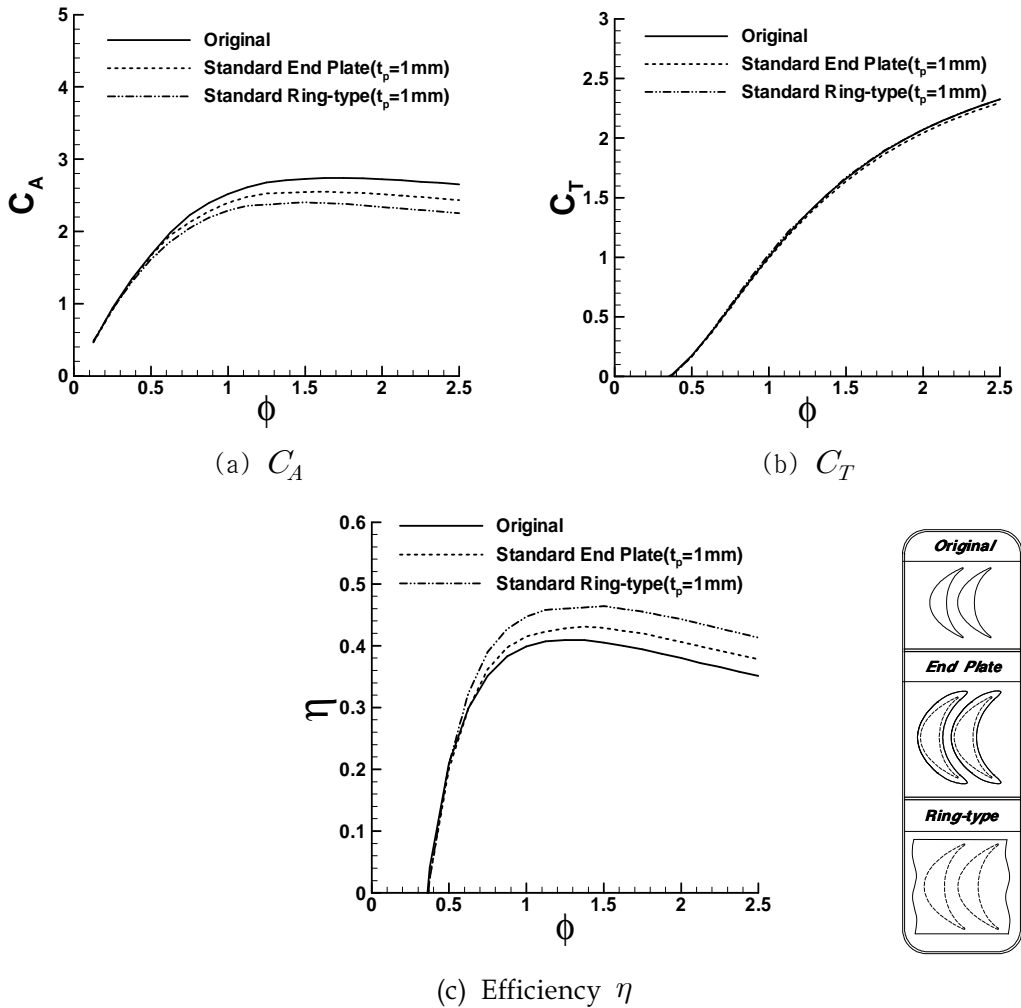
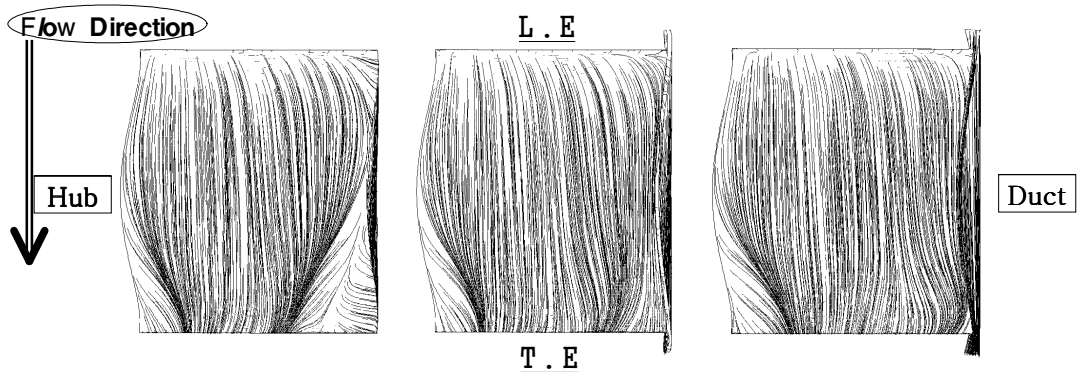


Fig. 26 Comparisons of Performance on 3 Different Rotor Types

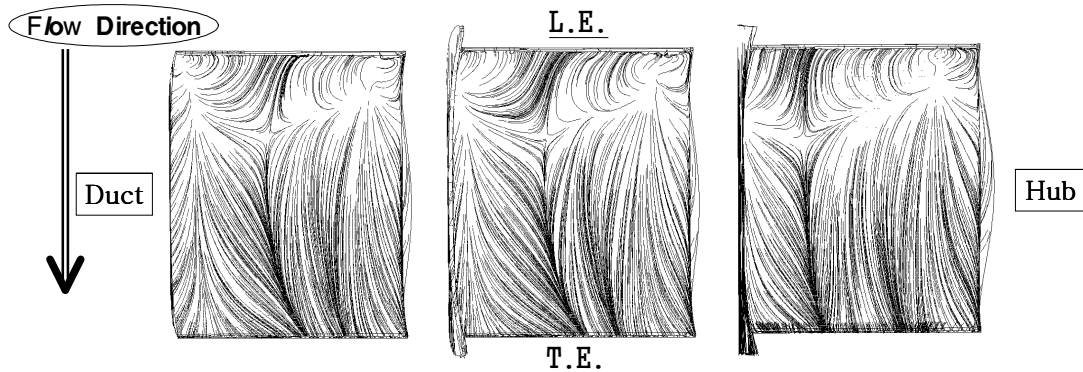
효율의 관점에서 볼 때 링타입 로우터가 가장 우수한 성능을 보이며 End Plate 부착형 로우터가 그 다음으로 좋은 성능을 보여주고 있다. 링타입이 Fig. 26 (a)에 주어진 입력 계수가 가장 적게 구해짐을 알 수 있는데 이는 링타입 터어빈이 로우터와 가이드베인을 통과해 흐르는 흐름의 압력강하를 최소화하기 때문이다. 즉 날개끝에 설치한 링이나 End Plate가 날개끝에서 원활한 흐름을 방해하는 유동의 박리나 날개끝의 Vortex Roll-up 등을 줄여주기 때문에 가능한 결과이다. 토오크계수  $C_T$ 의 차이는 거의 눈에 띄지 않았다.

이를 보다 구체적으로 입증해 보이기 위하여 날개 표면의 유적선을 구해본 것이 Fig. 27과 Fig. 28에 주어져 있다. Fig. 27의 오른쪽면과 Fig. 28의 왼쪽면이 각각 날개의 끝(즉, 덕트면쪽) 방향이다. 기본형의 경우 흡입면의 덕트면쪽 하부(그림에서 우측아랫부분)에 Vortex Roll-up 형태의 유동이 확연히 나타나며, 이 와류유동은 End Plate가 설치되면서 상당히 줄어드는 경향을 보이고, 링타입이 되면서 완전히 소멸되는 현상을 명확히 볼 수 있다. 압력면 역시 기본형에서는 그림의 왼쪽면에 날개끝 방향으로 형성되는 흐름이 보이는 반면, 링타입은 잘 정돈된 흐름이 형성되어 있음을 볼 수 있다.



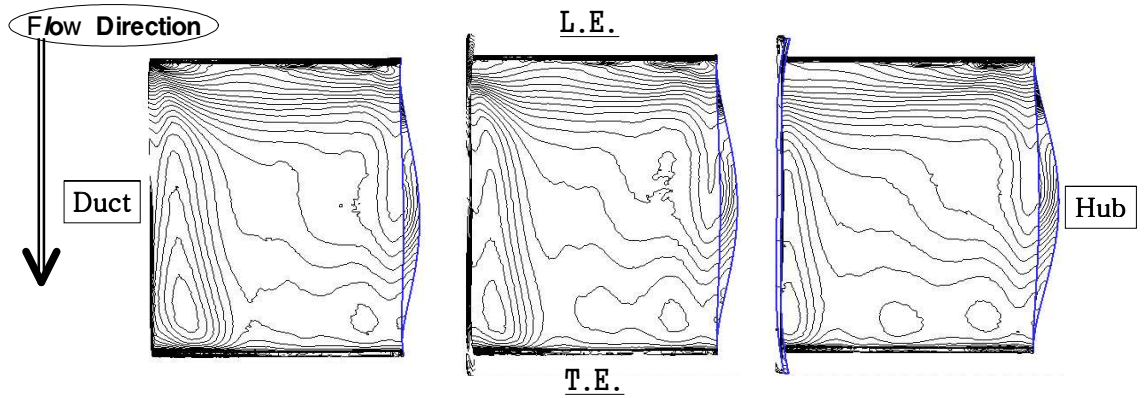
(a) Original (b) Standard End Plate (c) Standard Ring-type Turbine

**Fig. 27** Flow Pathlines on Suction Side of Rotor Blade ( $\phi=1$ )



(a) Original (b) Standard End Plate (c) Standard Ring-type Turbine

**Fig. 28** Flow Pathlines on Pressure Side of Rotor Blade ( $\phi=1$ )



(a) Original (b) Standard End Plate (c) Standard Ring-type Turbine  
**Fig. 29** Pressure Distributions on Pressure Side of Rotor Blade ( $\phi=1$ )

끝으로 Fig. 29는 로우터 날개의 압력면에서의 압력분포를 보여주고 있다. 기본형의 경우 덕트쪽인 좌측의 하단부근에 상대적으로 높은 압력이 발생하고 있는데, End Plate, 링타입으로 변해가면서 이와같이 높은 압력의 영역이 점차로 감소하는 것을 볼 수 있었다. 이는 날개 끝부분 압력면 상에서의 흐름이 링타입의 경우 코오드 방향으로 보다 원만히 흐를 수 있다는 것을 의미하기 때문에 Vortex Roll-up이 발생되지 않을 것이라는 것을 알 수 있었다. 흡입면상에서의 압력분포는 지면관계상 생략하였으나 여기서도 역시 링타입인 경우 압력의 최소치가 기본형에 비하여 월등히 감소함을 볼 수 있었다.

### 5.2.2 링타입 임펄스 터어빈에 대한 Parametric Study

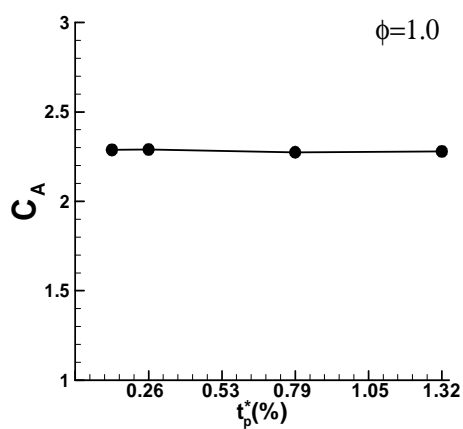
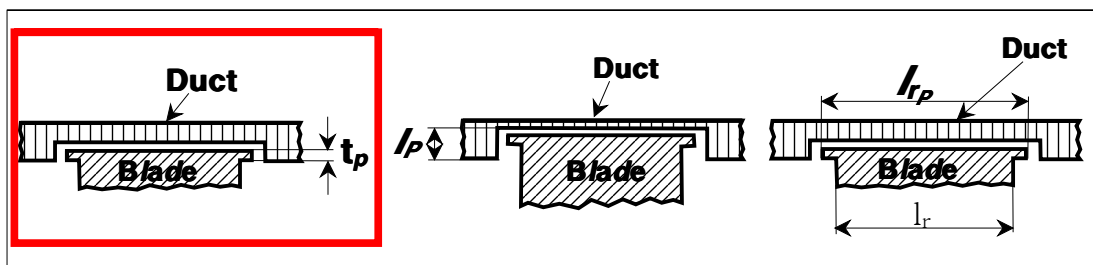
링타입 로우터의 상세한 특성과 성능을 확인하기 위해서 링의 두께, Penetration, 코오드방향으로 링의 폭 등 주요 파라미터에 대해서 체계적으로 수치 계산을 수행하였다.

먼저 Fig. 30은 링의 두께  $t_p$ 에 대한 영향을 나타낸 것인데,  $t_p=0.5\text{mm}$ ,  $1\text{mm}$ ,  $3\text{mm}$ ,  $5\text{mm}$ 를 비교하여 보았다(그림에서  $t_p^* = t_p/D \times 100$ 로서, 각각 0.13, 0.26, 0.79, 1.32에 해당하고  $D$ 는 터어빈의 직경임). 그림에서 보는 바와 같이 링의 두께에 의한 영향은 거의 보이지 않았기 때문에 실제 설치시 가공상 적정한 두께의 링을 사용하면 될 것이다. 다만 CFD 코드의 일반적인 특성상 재질에 대한 정의가 없어서 관성모멘트를 고려하지 않았으므로 두께가 두꺼워짐에 따른 구조적인 해석의 접근이 필요하리라 생각된다.

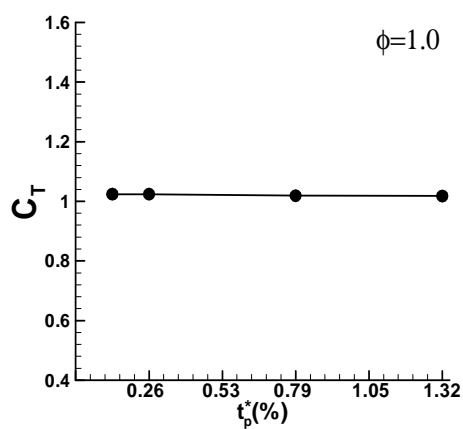
Fig. 31은 날개끝이 기존의 덕트 안쪽으로 파고 들어간 정도, 즉 Penetration의 영향을 살펴본 것이다. 덕트 쪽으로 파고들어간 정도를  $l_p$ 로 나타내었는데, 그림에서  $l_p^*$ 는  $l_p/D \times 100$ 로서, 0, 0.26, 0.79, 1.32는 실제 길이로는 각각 0mm, 1mm, 3mm, 5mm에 해당한다. 이것 역시 전체적으로 비슷한 경향을 보이나,  $l_p^*$ 가 0과 0.26인 경우 다소 우수한 것으로 확인되었다.  $l_p^*=0.26$ 인 경우가 0인 경우보다  $C_T$ 는 약간 좋게 계산되었고 반면  $C_A$ 는 그렇지 않았지만 그 차이는 그리 크지 않았다. 전반적으로 Penetration에 의하여 얻는 이득은 거의 없는 것으로 판단된다.

Fig. 32는 링의 축방향으로의 폭의 영향을 살펴본 것이다. 여기서  $C_p$ 는 그림에서 보는 것과 같이  $C_p=l_{rp}/l_r$ 로 정의하였다. 링의 폭  $l_{rp}$ 가 커질수록 좋은 성능을 보여줄 것으로 예상하였으나 그 차이는 그리 크지 않았다. 본 대상인 임펄스 터어빈의 구조적인 특성상 로우터와 가이드베인의 간격이 좁아  $C_p$ 의 범위가 아주 제한적이어서 그 영향이 크게 반영되지 않은 것으로도 판단된다.

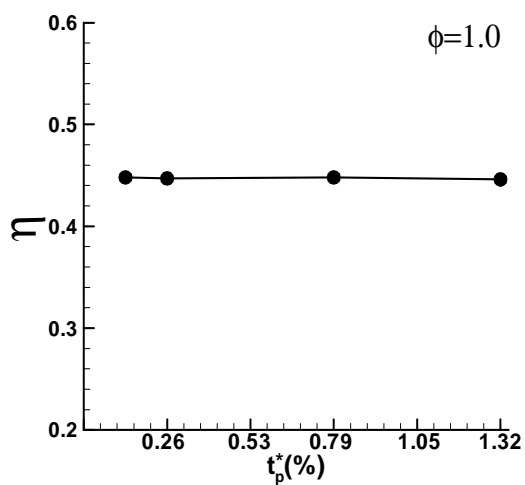
결론적으로 링타입 터어빈은 기존의 터어빈보다 월등히 높은 효율을 보여 주었으나, 링타입 터어빈의 주요 파라미터들의 영향은 수치계산 결과 전체적으로 큰 영향을 보이지 않았다. 즉 링타입 터어빈의 성능향상은 날개끝에 링을 설치하는 기본개념에 의해 얻어짐을 확인하였기 때문에 특별한 주의 없이도 대부분 임펄스 터어빈의 로우터 설계에 손쉽게 활용할 수 있으리라 판단되었다.



(a)  $C_A$

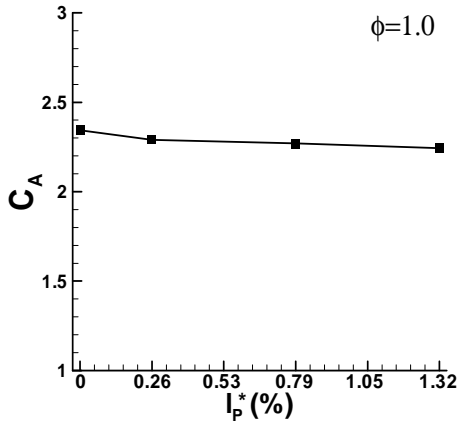
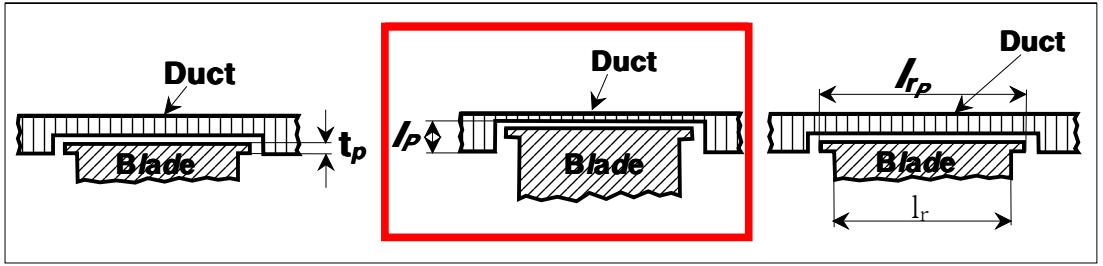


(b)  $C_T$

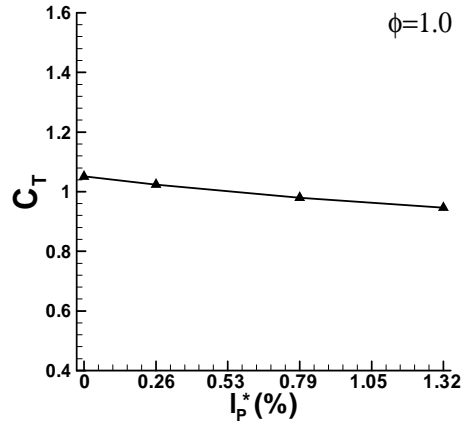


(c) Efficiency  $\eta$

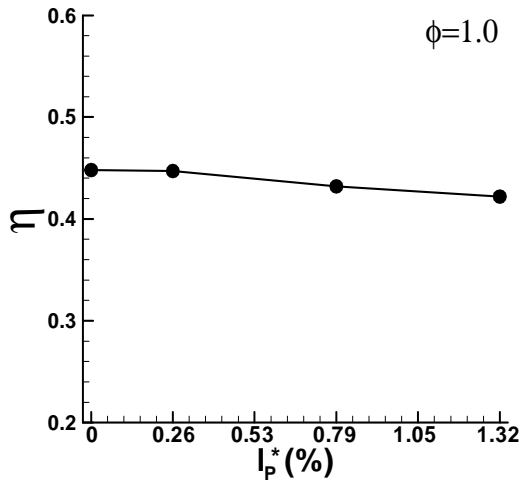
Fig. 30 Effect of Thickness of Ring



(a)  $C_A$

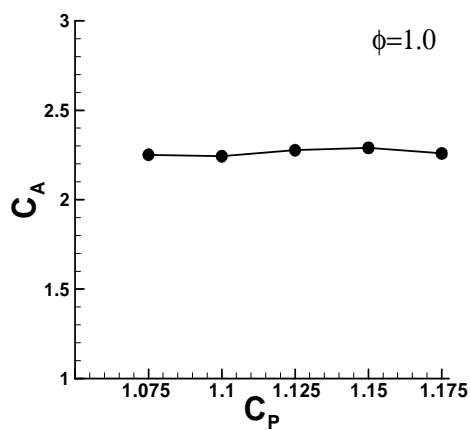
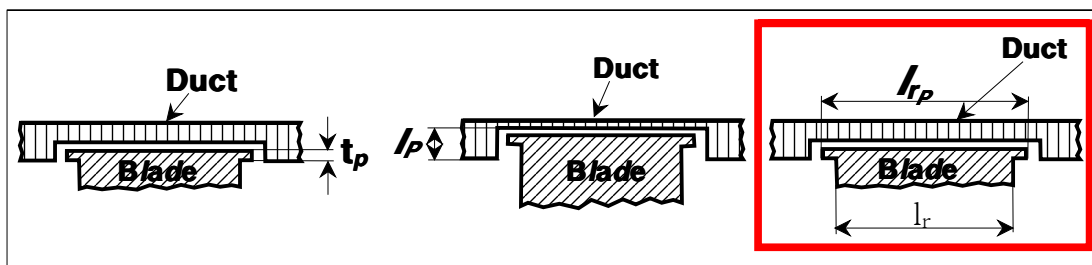


(b)  $C_T$

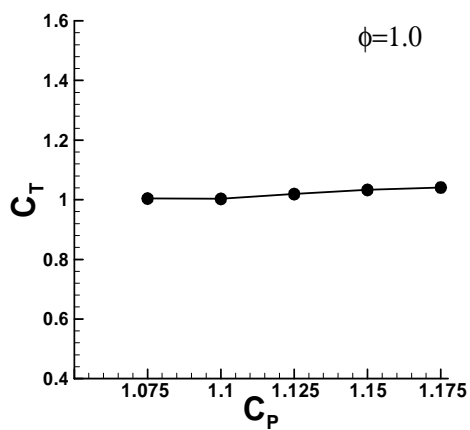


(c) Efficiency  $\eta$

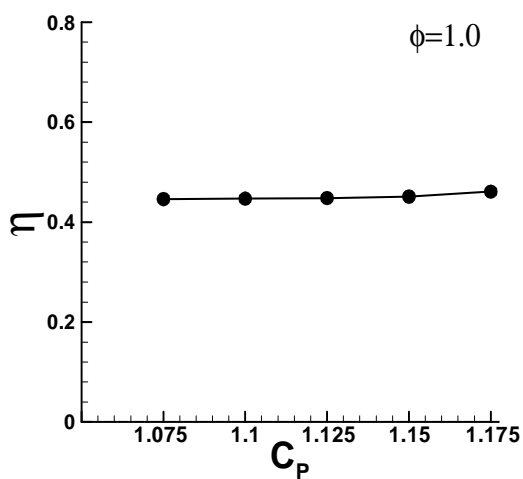
Fig. 31 Effect of Penetration Depth of Rotor Blade



(a)  $C_A$



(b)  $C_T$



(c) Efficiency  $\eta$

Fig. 32 Effect of Width of Ring in Chordwise Direction



본 연구는 파력발전용 임펄스 터빈의 효율향상을 위하여 제안된 터빈들의 성능을 비교, 평가하는데 그 목적이 있다. 기존의 날개수나 허브비, 가이드베인 각도별 영향, 날개끝 간극의 영향 등을 토대로 하여 새로운 형태의 End Plate와 링타입 로우터를 착안하였는데 그중 가장 성능이 우수한 것으로 밝혀진 링타입에 초점을 맞추어 심층 연구를 수행하였다. 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 날개끝에서 필수적으로 발생하게 되는 Roll-up 현상을 막아보고자 날개끝에 부착한 End Plate를 보다 개선한 형태인 링타입 로우터는 기본형에 비하여 탁월한 Roll-up 억제능력을 보여주었고, 개선된 흡입면과 압력면에서의 압력분포에서 알 수 있듯이 약 10% 정도나 향상된 효율을 얻을 수 있었다.

(2) 링타입 로우터의 상세한 성능해석을 위해 수행한 링의 두께, Penetration 깊이, 링의 축방향 코오드길이의 영향을 Parametric Study를 통하여 분석하였는데 전반적으로 그리 큰 성능의 변화는 없는 것으로 나타났다. 즉, 날개의 끝을 링타입으로 둘러싸는 기본 개념 그 자체만으로 고효율의 파력발전용 임펄스 터빈의 성능향상을 얻게 되었다고 판단된다.

### 5.3 임펄스 터빈의 자기 기동 특성에 대한 연구

파력발전용으로 사용되는 2차 변환장치 터빈이 파에 의해 정지상태에서 정상상태로 갈 수 있는 능력인 자기 기동 특성(Self Starting Characteristics) 해석은 터빈 설계에서 중요한 요소 중의 하나이다. 파력발전 분야는 선진국에서 많은 연구사례들이 발표되고 있고, 특히 일본의 T. Setoguchi et al. (2001)이 활발히 연구 활동을 하고 있으며 많은 모형실험과 수치 계산 등을 통해 신뢰성 있는 결과를 많이 내고 있다. 본 연구 주제인 자기 기동에 대해서도 규칙파와 불규칙파에서의 터빈 자기 기동 특성 해석과 그에 관련된 여러 가지 파라미터에 대한 연구를 많이 수행하는 등 자기 기동 특성에 대해서도 많은 논문을 발표한 바 있다.

본 연구에서는 자기 기동의 관점에서 유리하다고 알려진 임펄스 터빈을 상용 CFD code인 FLUENT를 사용하여 수치계산 한 후, 기존의 샘플 웰즈 터빈 결과와 비교하였으며 터빈의 회전 관성모멘트, 모터의 Loading Torque 등의 영향을 고려하였다. 또한 가이드 베인의 각도(Setting Angle of Guide Vane)별 영향, 날개끝 간극(Tip Clearance)의 영향 등 주요 파라미터에 대하여도 특성을 파악하여 임펄스 터빈의 자기 기동 특성에 대한 보다 자세한 연구를 시도하였다.

터빈의 초기 자기 기동 특성은 다음의 운동 방정식으로 표현할 수 있다.

$$I \frac{dw}{dt} + T_L = T_i \quad (10)$$

$$\text{where } T_i = \frac{1}{2} \times \rho_a (v_a^2 + U_R^2) b l_r z r_R \times C_T \quad (11)$$

$I$ ,  $w$ 는 터빈의 회전 관성 모멘트(Moment of Inertia), 터빈의 각속도이다.  $T_L$ 은 모터의 Loading Torque로, 터빈의 축계 등으로 인해 손실되는 Frictional Torque와 발전기에서 흡수 사용되는 Generator Torque를 더한 것이 되겠고,  $C_T$ 는 터빈의 토오크 계수이며,  $T_i$ 는 터빈의 토오크이다.  $C_T$ 는 수치계산을 통해 구한 터빈의 정상유동 해석치를 사용하며 준정상상태에서의 토오크 계수가 된다 (현범수 등, 2004). 날개이론에서 받음각(Angle of attack)에 대응하는 물리량인 유동계수 (Flow coefficient)  $\phi$  ( $\phi = v_a / U_R$ , 이때  $v_a$ 는 축방향유속,  $U_R$ 은 터빈의 회전속도)에 대해서 각각 구한 정상유동해석치를 사용하며, 주어진 유동계수에 따라서 변하는 준정상상태의 토오크 계수

이다.  $T_L$ 은 터빈 발전기 시스템의 특성치로부터 구하고,  $I$ 는 구조해석 코드인 pro/Engineer를 이용하여 구했다.

### 5.3.1 타 연구결과와의 비교

본 연구의 신뢰도를 확인하기 위해서 상세한 연구에 앞서 임펄스 터빈의 3차원 수치 계산으로 구한 해들을 본 운동방정식에 대입한 결과와 T. Setoguchi et al. (2001)의 논문 실린 자기 기동 특성 커브를 비교하여 보았다. Fig. 33에서 보는 것처럼 정성적으로 비슷한 경향을 보이고 있고, 정량적으로도 비슷한 결과를 얻을 수 있었다.  $w^* = w/f$ 로 터빈의 회전수를 유입파의 주파수로 무차원한 것이며,  $t^* = t/T$ 로 총시간을 유입파의 주기로 무차원한 값이다.

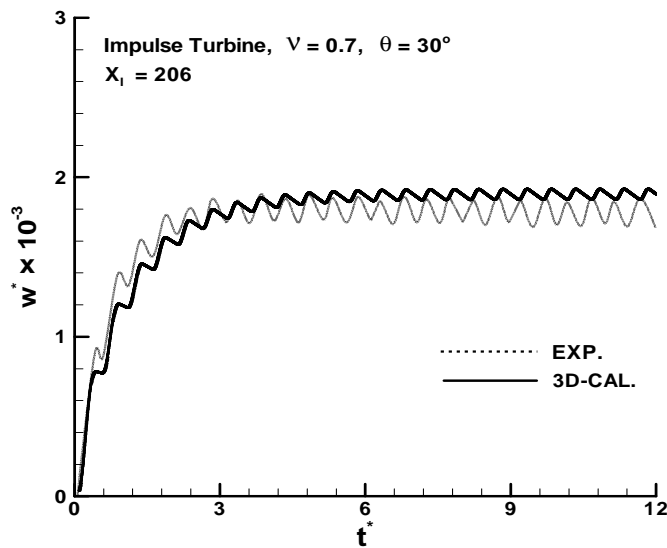
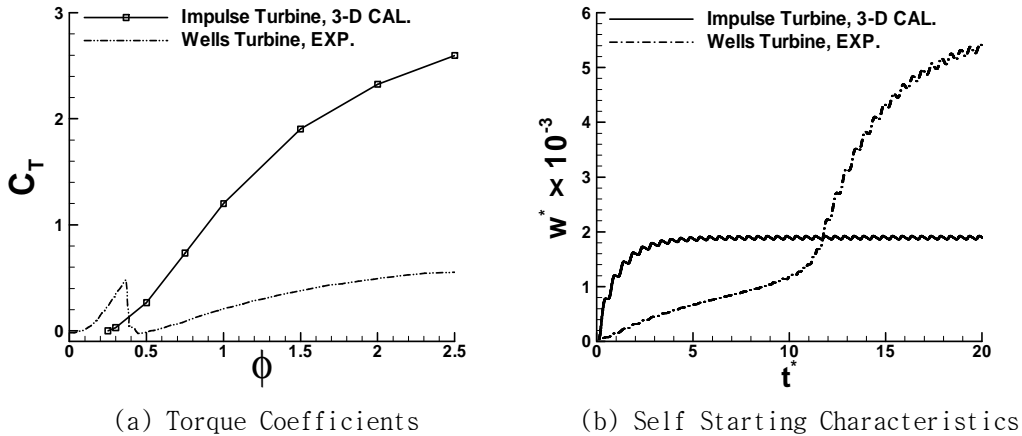


Fig. 33 Comparison between Experiment & Calculation

### 5.3.2 웰즈 터빈과의 자기기동 특성비교

기존에 파력발전용 터빈으로 많이 사용되던 웰즈 터빈과 임펄스 터빈의 자기기동 특성을 3차원 계산하여 비교해 보았다. 여기서 웰즈 터빈의 경우는 T. Setoguchi et al. (2001)의 실험값을 활용하여 임펄스 터빈과 비교하였다. Fig. 34에서 보는 바

와 같이 임펄스 터빈의 경우가 웰즈 터빈보다 자기 기동이 더 잘 되는 것을 확인할 수 있었다. 웰즈 터빈의 회전수가 더 커지는 것은 웰즈 터빈의 작동구간에서  $\phi$ 가 작기 때문이다.



**Fig. 34** Comparison between Wells Turbine and Impulse Turbine

### 5.3.3 임펄스 터빈의 자기기동특성

본 절에서는 임펄스 터빈을 자기 기동적 측면에서 보다 상세히 연구하기 위하여 먼저 터빈의 회전 관성모멘트(Moment of Inertia)와 발전기 모터의 Loading Torque 등 2개의 파라미터에 대하여 자기기동 특성을 비교해보았다. 해상의 파도는 일반적으로 불규칙적이고 유동의 변화가 심하므로 터빈 설계적 관점에서는 그 변화에 민감하게 반응할 수 있는 가벼운 재질의 터빈이 유리할 것이다. 그렇지만 전기적 관점에서는 안정적인 전기 공급을 위해서 다소 무거운 재질이 유리할 수도 있을 것이다. 본 연구에서는 자기 기동의 측면에서 접근하여 알루미늄( $X_I=412.59$ , 이때  $X_I = \frac{T_L}{\pi \rho_a r^3 R v_a^2}$ )이고  $\rho_a$ 는 공기의 밀도,  $r_R$ 은  $0.85R$ ,  $v_a$ 는 축방향유속)과 스테인리스( $X_I=1406.59$ ) 2가지의 재질에 대하여 비교하여 보았다. 다음 Fig. 35의 (a)는 터빈의 자기 기동 특성에 대한 회전 관성모멘트(Moment of Inertia)의 영향을 나타낸 것인데, 그림에서 알 수 있듯이 가벼운 알루미늄이 파에 민감하게 반응하여 자기 기동의 관점에서 유리한 것을 확인할 수 있다. 반면 앞서 언급하였듯이 진폭 등을 고려한 안정적인 전기 공급 차원에서는 무거운 스테인리스가 더 나은 결과를 보여 주었다. 터빈을 설계할 때 파력발전 장치가 설치되는 곳의 환경적인 요인 등을 따져서 터빈의 자기 기동과 전력의 안정적 공급 간의 적절한 선택이 중요할 것으로 판단된다. 임펄스 터빈의 토오크계수는 Fig. 34와 같다.

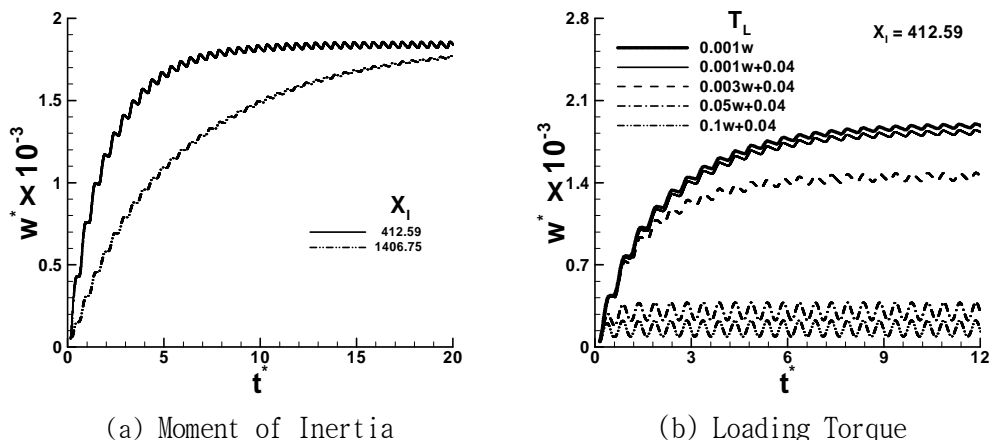


Fig. 35 Effect of Moment of Inertia & Loading Torque

파력발전의 궁극적인 목적이 파력에너지를 사용가능한 전기에너지로 변환하는 것인데 2차 변환장치에 의해 변환된 기계적 에너지가 전기에너지로 변환되기 위해서는 발전기를 거쳐야만 한다. 이때 발전기에 토오크가 걸리게 되는데 자기 기동과의 관계를 알아보았다. 이 토오크를  $T_L$ (Loading Torque)라고 하며 축계 등의 마찰 손실 토오크(Frictional Torque)와 발전기에 의해 소요되는 토오크(Generator Torque)로 나눌 수 있다. 전자는 터빈의 회전수와 상관없이 거의 일정한 값을 가지고, 후자는 터빈의 회전수에 비례하여 증가하는 경향을 보인다. Fig. 35의 (b)는 Frictional Torque를 0.04로 일정한 값하에, Generator Torque를 변화시켜가면서 이에 대한 터빈의 자기 기동 특성을 확인하여 보았다. 각각에 대응되는 값들은 본 연구와 관련하여 모형실험을 수행하고 있는 한국해양연구원의 계측값들과 M. Inoue et al. (1986)의 웰즈 터빈에 사용된 값들을 참고하여 유추하였다. 결과에서 알 수 있듯이 터빈의 자기 기동 특성이  $T_L$ 에 아주 민감하게 반응하는 것을 확인할 수 있다

다음으로는 임펄스 터빈의 가이드베인 각도  $\theta$  (Setting Angle of Guide Vane)와 자기 기동 특성 간의 관계를 살펴보고자 한다. 2차원 계산과 3차원 계산을 수치적으로 수행한 후 T. Setoguchi의 2001년도 실험치와 비교하였는데, 수치 해석 결과 가이드베인 각도의 영향에 대한 값은 2차원 계산 결과에서 유사한 경향의 결과를 얻어 정성적으로 충분히 신뢰할 수 있었고, 3차원 계산의 경우에는 정량적으로도 실험과 매우 유사한 결과를 보여주었다(Hyun et al., 2004). 수치 계산과 실험으로 구한 Torque Coefficients를 살펴보면 가이드베인 각도가  $15^\circ$  일때 토오크가 가장 크고, 각도가 커질수록 토오크가 작아지는 것을 확인할 수 있었다. 이것으로 인해서 자기 기동 측면에서 역시 터빈

의 토오크가 커질수록 유리한 결과를 얻어 토오크가 큰 경우, 즉 가이드베인의 각도가 작은 경우에서 자기 기동이 잘 되는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 36은 가이드베인 각도와 자기 기동 특성간의 관계를 보여주고 있다. (이때,  $T_L=0.003w+0.04$ 임)

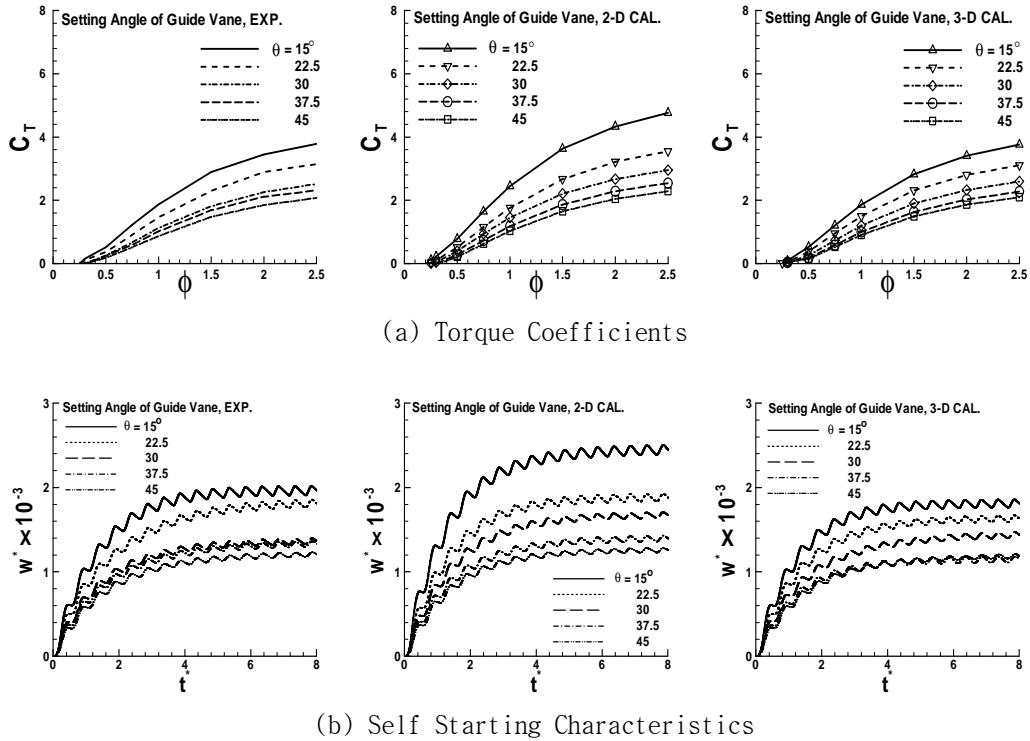
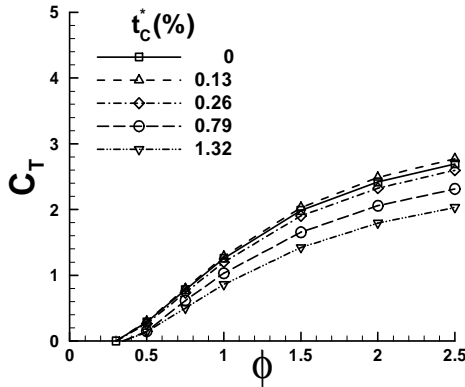
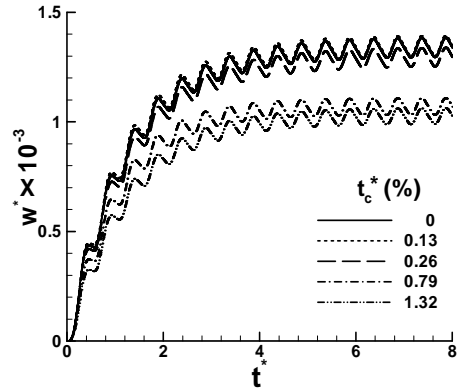


Fig. 36 Effect of Setting Angle of Guide Vane

Fig. 37은 터빈의 3차원성과 자기 기동의 관계를 알아보기 위하여 3차원성을 잘 나타내주는 파라미터인 Tip Clearance와 자기 기동의 관계를 확인하여 보았다. 간극이 작은 경우에서 토오크가 커 자기 기동에도 유리하게 작용되었다. 여기서  $t_c^*$ 는 날개끝간극을 로우터 직경으로 나눈 값으로서 %로 표시하였다. 터빈의 효율적인 측면과 자기 기동의 측면 모두 간극이 작을수록 유리하게 작용하였다. 한국해양연구원에서 모형실험을 수행하고 있는데 실제 모형 제작시의 치수인 간극이  $1\text{mm}(t_c^*=0.26)$ 인 경우가 자기 기동이 잘 되는 결과를 보여주어 현재 시스템이 자기 기동의 관점에서도 적절한 치수임을 확인할 수 있었다.



(a) Torque Coefficients



(b) Self Starting Characteristics

**Fig. 37** Effect of Tip Clearance

파력발전용 터빈의 자기 기동 특성을 해석하기 위하여 상용 코드로 수치 계산한 결과 자기 기동 측면에서 임펄스 터빈이 웰즈 터빈보다 우수하다고 알려져 있었는데 수치 해석 결과 이를 확인할 수 있었고, 임펄스 터빈에 대하여 다음과 같은 자기 기동 특성에 대한 결과를 확인할 수 있었다.

(1) Moment of Inertia가 작을수록 변화가 심한 파도에 민감하게 잘 반응하는 등 자기 기동의 측면에서 유리한 결과를 얻었고, 반면에 유입파에 의한 민감성으로 인해 터빈의 회전에 대한 진폭이 커져서 터빈의 설계시 전기의 안정적인 공급 측면에서는 좋지 않은 결과를 얻었다. 파력발전장치 설치 장소의 환경적 요인 등을 고려하여 자기 기동과 안정적 발전의 상호 고려가 필요할 것이다. Loading Torque에 대해서도 민감하게 반응하였다.

(2) 터빈의 가이드베인의 각도별 영향은 터빈의 토크가 클수록, 즉 가이드베인의 각도가 작은 경우에 자기 기동이 잘 되는 결과를 얻었다. 2차원 계산과 3차원 계산 모두 실험과 비교하였을 때 정성적 측면에서 타당한 결과를 얻었다.

(3) 3차원성과 자기 기동 간의 관계를 확인해 보기 위하여 자기 기동과 날개끝 간극의 영향을 수치 계산하여 보았다. 역시 자기 기동과 연관이 깊은 파라미터인 토크가 큰 경우에서 자기 기동이 잘 되는 결과를 얻을 수 있어서 현재 수행중인 모형시험( $t_c^*=0.26$ )이 바른 방향임을 확인할 수 있었다.

## 제6장 임펄스 터빈의 규모추정에 대한 연구

### 6.1 모형-실물 터빈 축척영향을 고려한 터빈 규모추정

모형 임펄스 터빈은 사전 자료조사와 개념설계와 수치계산, 모형실험 등의 상세설계를 통하여 주요 치수가 대부분 결정되었다. 이번에는 250kW급 실물 터빈에 대한 성능 예측을 실시하였는데 기본적으로 터빈 날개주위 유동장에 미치는 Reynolds수의 영향을 수치해석적으로 살펴봄으로서 연구를 수행하였다. 여기서 Reynolds 수에 따른 날개주위 격자계의 적절성이 가장 중요한 수치적인 문제로 대두되었는데 본 연구에서는 벽법칙의 적용이 용이하도록 첫 번째 유동장내 격자점의 위치가 가급적  $10 < y^+ < 150$  범위에서 크게 벗어나지 않도록 조정하였다.

임펄스 터빈의 성능은 통상 유동계수  $\phi$ 에 따른 입력계수, 토오크계수 및 효율로 표시하는데, 이때 터빈의 크기에 따른 영향, 즉 축척의 영향은 포함되지 않는 것이 보통이다. 따라서 실물 터빈의 규모를 추정하기 위하여 기존의 모형실험 결과를 직접 사용하는 것은 한계가 있으며, 터빈의 크기에 따른 유동장의 Reynolds 수의 영향을 정확히 아는 것이 가장 중요한 개념이 된다. 즉,

$$C_A = f(\phi, Re) \quad (12)$$

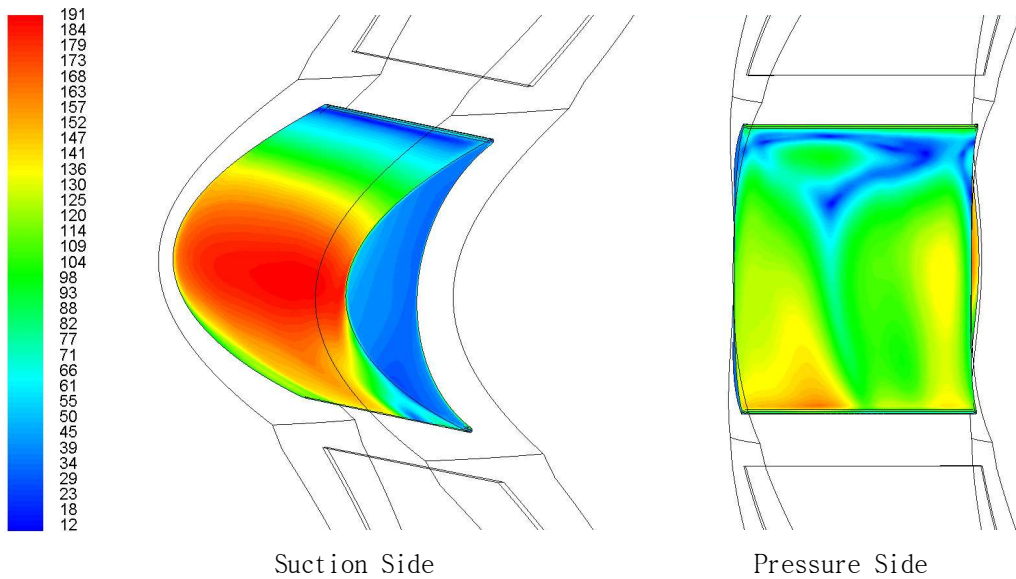
$$C_T = f(\phi, Re) \quad (13)$$

$$\eta = f(\phi, Re) \quad (14)$$

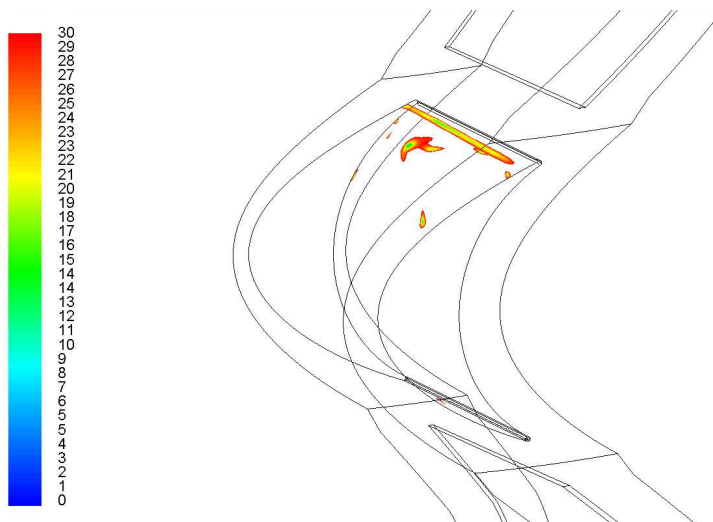
로서 고려하는 것이 필요하다. 여기서 Reynolds 수는 앞에서 이미 언급한 바와 같이  $Re = \sqrt{v_a^2 + U_R^2} l_r / \nu$  와 같이 정의된다. 본 연구에서는 터빈의 크기에 따른 성능이 Reynolds 수에 따라 어떻게 변화하는 지를 수치적으로 조사하여 실제 250kW급 Prototype 터빈의 규모를 추정하는 연구를 수행하였다. 실제 규모의 성능을 추정하기 위해서는  $Re=10^6$  이상의 고 Reynolds 수에 대한 해석이 필요하기 때문에 벽면 부근에서 적절한 격자를 구성하기 위해서  $y^+$ 를 기준으로 하여 격자를 생성하였다. 앞서도 언급하였듯이 날개 표면에 정렬 격자를 한 층 쌓아 그 정렬 격자의 높이를 조절함으로써 wall과 첫 번째 격자 사이의 간격으로 표현되는  $y^+$ 를 조정하였다. Fig. 38에는  $Re=1 \times 10^5$ 일때 날개 표면에서의  $y^+$ 의 분포를 보여주고 있다. (a)에서 보는 것처럼 잘



짜여진 격자는  $y^+$ 가 12~191의 분포를 보이는 것을 확인할 수 있다. (b)는 (a)에서 30미만의  $y^+$ 만을 따로 나타낸 것인데, 이 그림에서도 날개의 거의 모든 영역이  $y^+$ 의 적정 범위를 만족하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 30미만의 영역도 무시할 수 있을 만큼의 미소영역을 확인할 수 있다. Fig. 39는 Reynolds수가 5배 큰  $Re=5 \times 10^5$ 인 경우인데 벽면 부근에서의 격자계를 보다 조밀하게 배치함으로써 Fig. 38과 마찬가지로 적정  $y^+$  범위를 유지시키고 있음을 볼 수 있다.

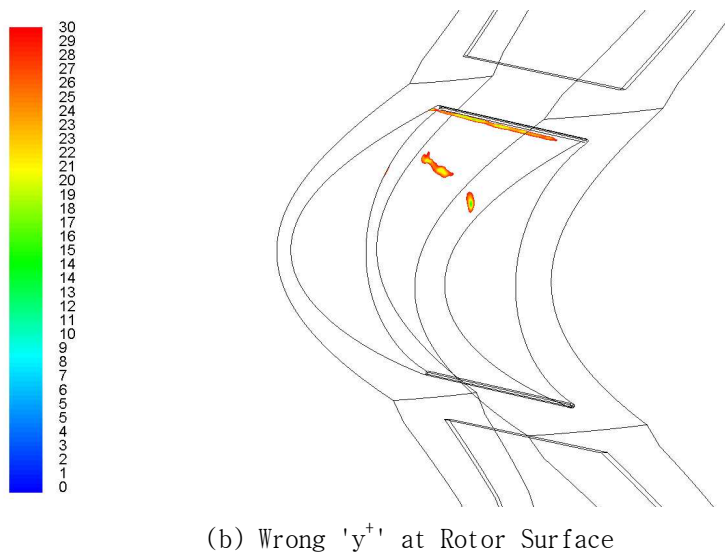
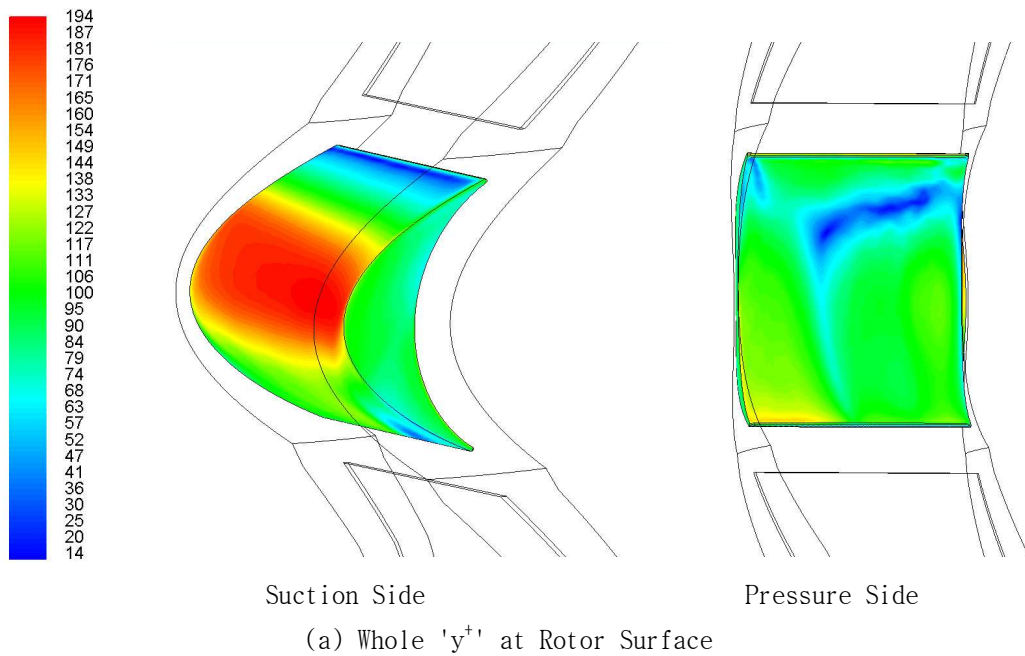


(a) Whole ' $y^+$ ' at Rotor Surface



(b) Wrong ' $y^+$ ' at Rotor Surface

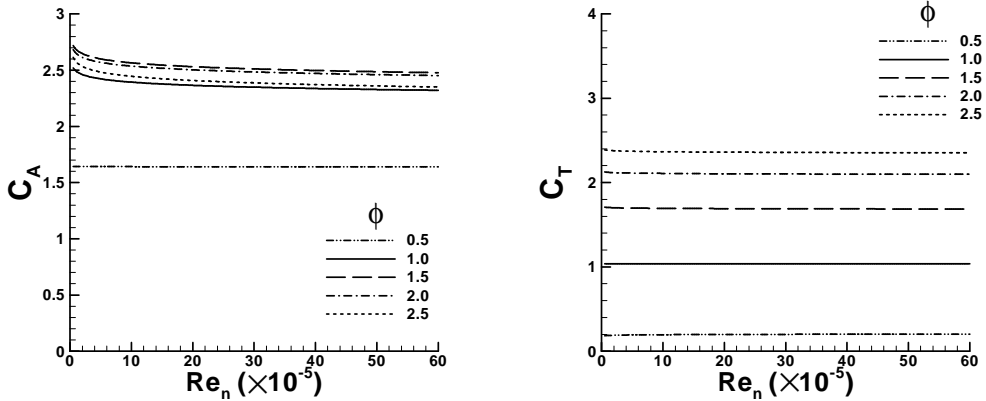
**Fig. 38**  $y^+$  Distributions in  $Re=1 \times 10^5$



**Fig. 39**  $y^+$  Distributions in  $Re= 5 \times 10^5$

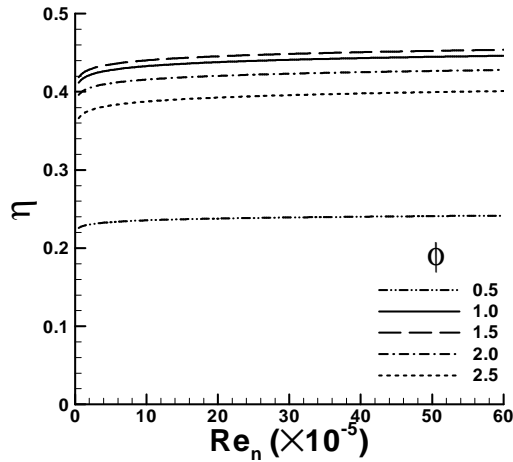
터어빈의 실물에서의 규모를 추정하기 위하여 고려한 임펄스 터어빈의 작동범위는 직경이 38cm인 모형터어빈으로부터 직경이 2.5m인 터어빈까지를 망라하였다. 터어빈 로우터 입구에서의 유속은 축방향 평균유속 기준으로  $20m/s < v_a < 50m/s$ 인 범위를 고려하였다. Fig. 40은 Reynolds 수에 따라 터어빈의 성능이 어떻게 변화하는 지를

보여주는 그림이다. 입력계수는 낮은 Reynolds 수에서 대부분의 경우 크게 얻어지고 있으나  $10^6$  이상에서는 그 차이가 작았으며, 토크계수에 미치는 Reynolds수의 영향은 거의 눈에 띄지 않았다. 전체 효율측면에서는 입력계수  $C_A$ 와 유사한 경향이 얻어졌다.



(a) Input Coefficient  $C_A$

(b) Torque Coefficient  $C_T$

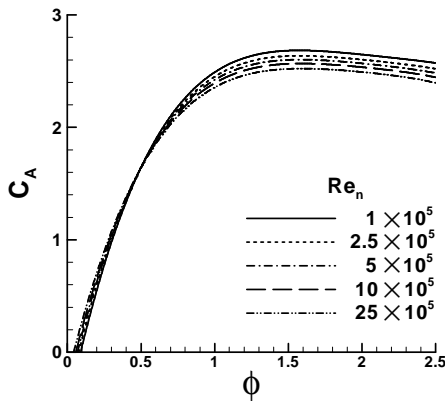


(c) Turbine Efficiency  $\eta$

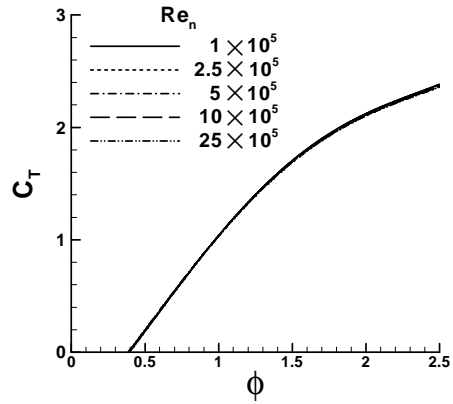
**Fig. 40** Variation of Turbine Performance with Respect to Reynolds Number

한편 유동계수에 따른 터빈의 성능도표는 다음과 같은 과정을 거쳐 구하였다. 즉 성능도표를 만들기 위하여 모든 경우에 직접 계산을 수행하는 것은 불필요한 계산의 양을 요구하기 때문에 기존에 구해진 결과들을 유동계수와 Reynolds수로 분류하여 각각 내삽법에 의하여  $C_A$ ,  $C_T$ ,  $\eta$  등 구하고자 하는 값을 구하였다. 즉, Fig. 41은 해당

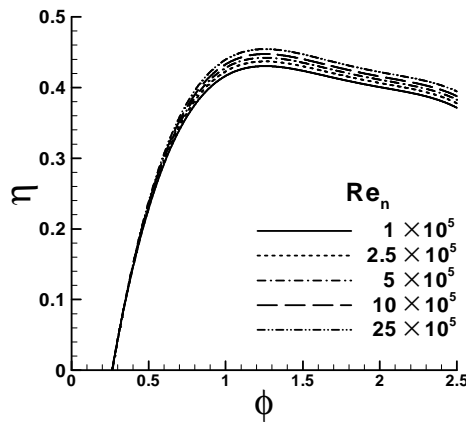
되는 Reynolds 수의  $\phi=0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5$ 에서의 값을 간추려 그린 그림으로서, 3차 Polynomial로 데이터를 fitting한 후에 Tecplot을 사용하여 보간법으로 원하는  $\phi$ 의 값을 구하였다. 이와 같이 하면 임의의 Reynolds 수와  $\phi$ 를 만족하는 값을 구할 수 있다. Fig. 41은 임의의 5가지 경우의 Reynolds 수에 대한  $\phi$  그래프로서 전체 영역을 한꺼번에 fitting 하지 않고 원하는 구간에서 부분적으로 보간하여 실제값과의 오차를 최대한 줄이고자 하였다. 예측한 바와 같이 Reynolds 수가 커짐에 따라 터빈의 효율이 전반적으로 약간 향상됨을 알 수 있으며 이는 입력계수  $C_A$ 의 영향인 것으로 밝혀졌다.



(a) Input Coefficient  $C_A$



(b) Torque Coefficient  $C_T$



(c) Turbine Efficiency  $\eta$

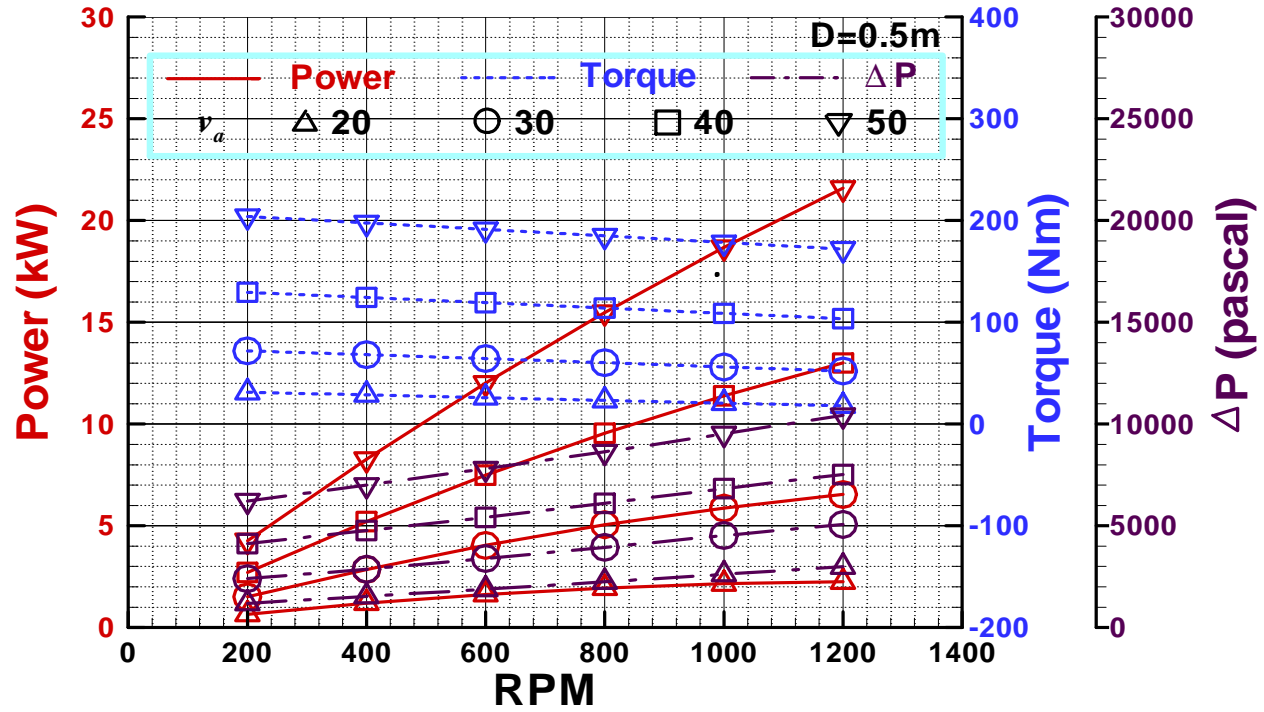
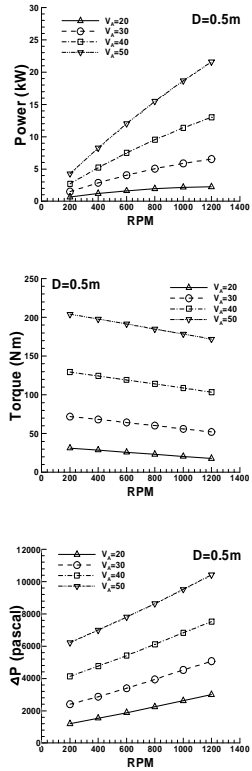
**Fig. 41** Variation of Turbine Performance with Respect to Flow Coefficient

## 6.2 실물 터빈의 성능도표

250kW급 Prototype 터빈의 규모 추정을 하기 위해서 설계된 터빈으로 작동 가능한 모든 영역을 포함하는 성능도표를 차트화 하여 실제 현장에서 터빈 설계시 활용할 수 있도록 의도하였다. 이는 설계된 터빈에 대하여 Fig. 40, Fig. 41과 같이 구해진 결과로부터 적정 파워를 내기 위한 설계 파라미터들의 조합을 구하는 방식으로 얻었으며, Fig. 42와 같이 다섯 장의 차트로 정리하였다. 그 사용범위는 아래와 같다.

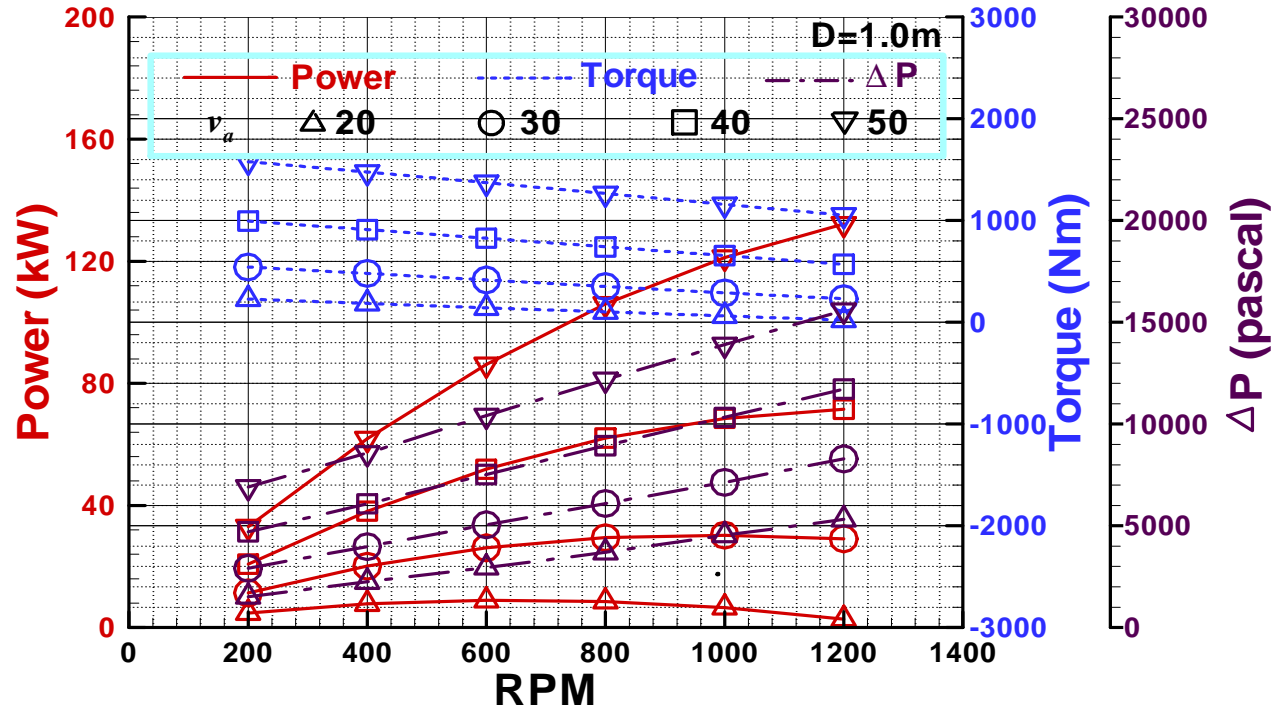
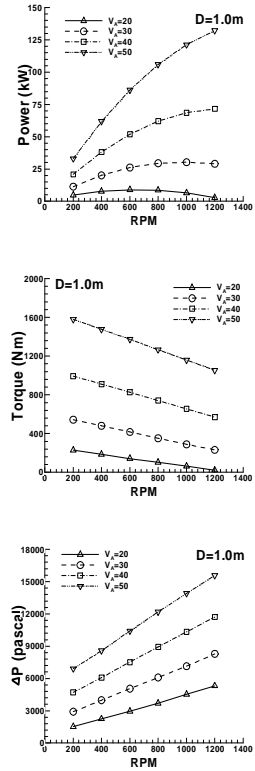
덕트내 평균 축방향유속 $v_a$	20 ~ 50 m/s
터빈 로우터 회전수	200 ~1200 rpm
터빈 로우터 직경 D	0.5 ~ 2.5 m/s

이때  $v_a$ 는 OWC 챔버와 덕트의 크기 및 챔버내부 파고에 따라 달라지는 값으로서, 본 차트를 사용하기 전에 미리 예상해야 하는 물리량이다.



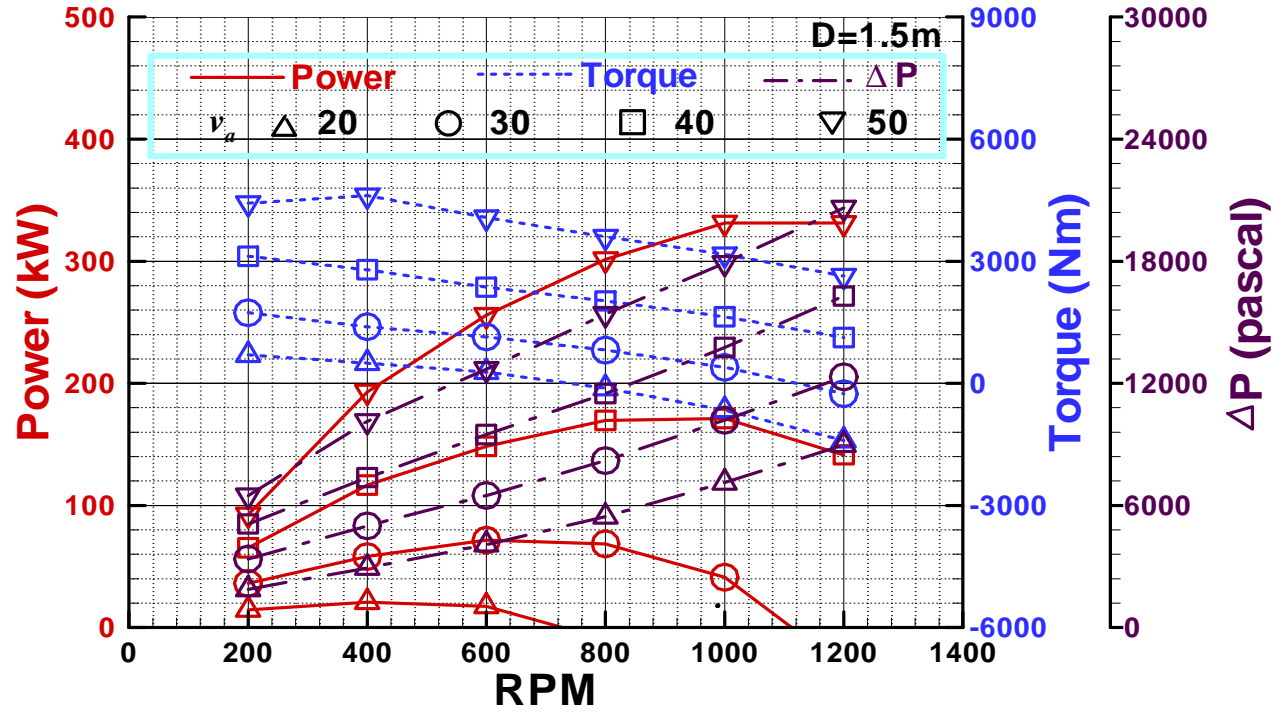
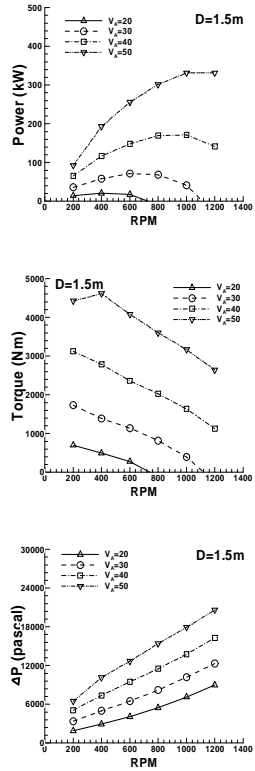
(a)  $D=0.5\text{m}$

Fig. 42 Turbine Performance Chart



(b)  $D=1.0m$

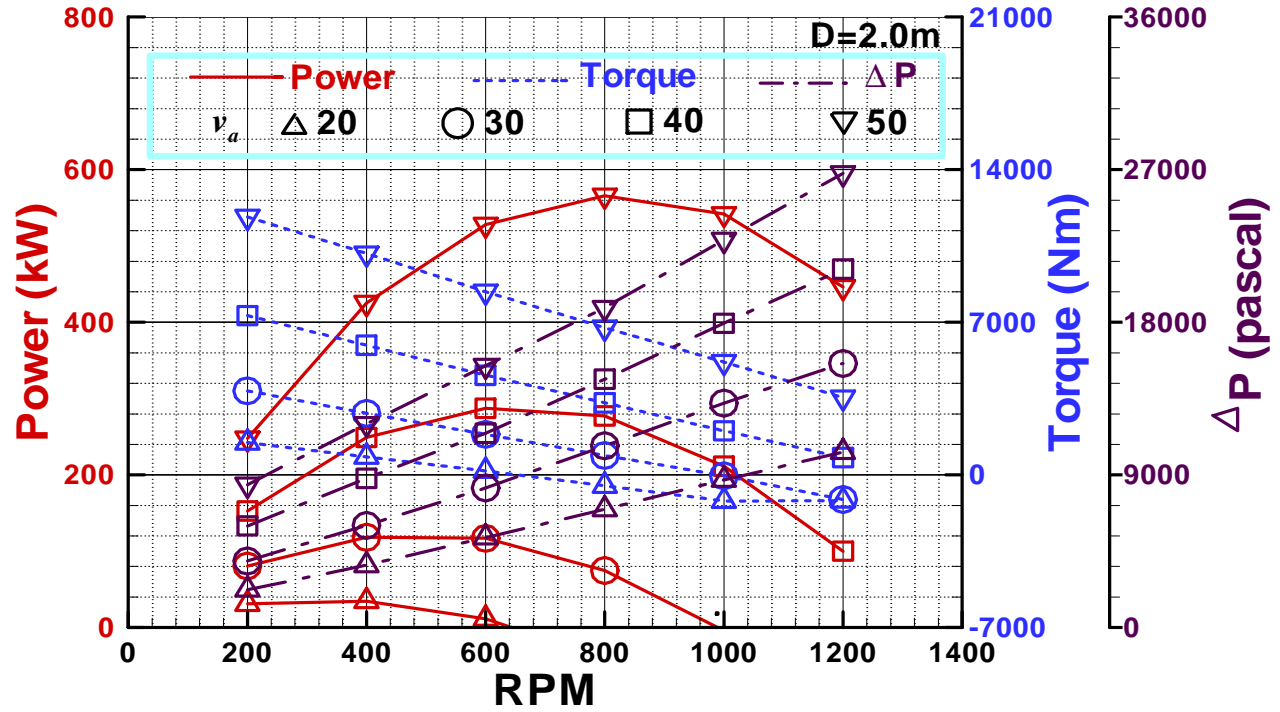
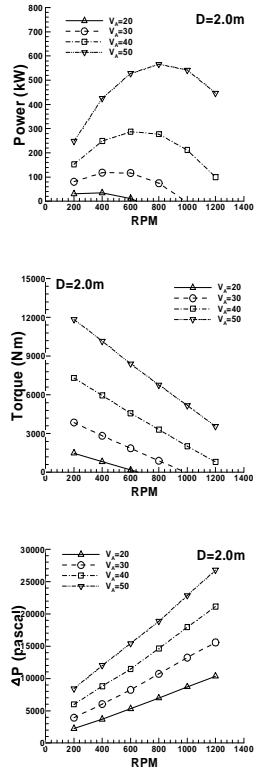
Fig. 42 Continued.



(c)  $D=1.5m$

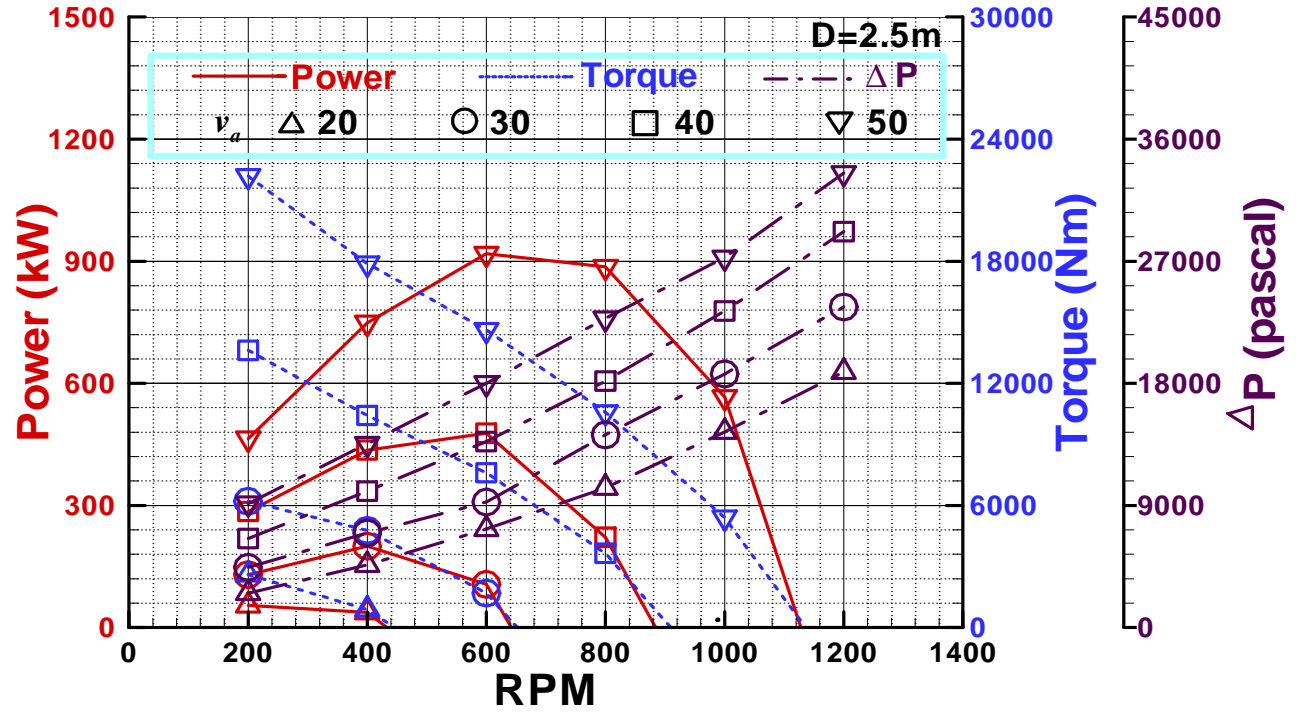
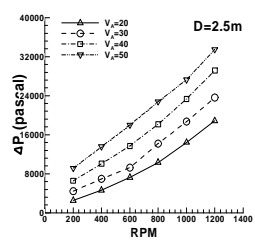
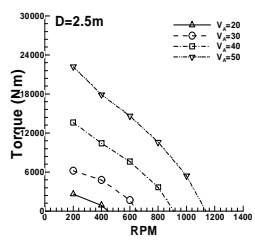
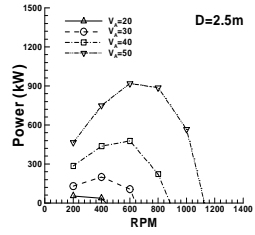
Fig. 42 Continued.





(d)  $D=2.0m$

Fig. 42 Continued.



(e) D=2.5m

Fig. 42 Continued.

## 제7장 임펄스 터빈의 환경하중 추정에 대한 연구

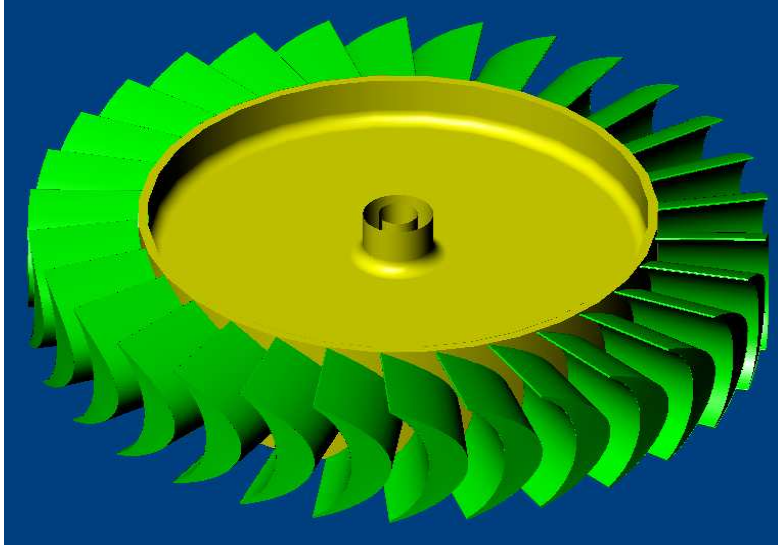
### 7.1 변동응력분포

챔버내부에서 증폭된 파도에 의하여 압축된 공기류가 덕트를 통하여 터빈 로우터와 가이드베인으로 흐를때 그 유동은 파도의 상하운동에 따른 왕복유동의 형태를 띄게 된다. 그에 따른 터빈의 회전수도 로우터의 Moment of inertia에 따라 각기 다른 회전특성을 보여줄 것이므로 실제 파력발전용 임펄스 터빈은 비정상유동장에서 작동하고 있다. 그러나 정상 작동상황에서 유속의 변화에 따라 터빈의 회전수가 거의 변하지 않는 정격회전수를 갖도록 하는 것이 발전 측면에서 중요하므로 잘 설계된 터빈은 Moment of inertia가 비교적 큰 값을 선정하고 있다. 또한 파도의 Time scale과 터빈 로우터의 회전시의 Time scale이 크게 다르기 때문에 일반적인 작동상태에서 터빈 주위유동은 준정상(Quasi-steady) 상태로 볼 수 있으며 (현범수 등, 1993), 파도의 형태를 일정한 주기의 Sine 파로 가정하는데 큰 무리가 없으므로 본 연구에서는 Sine 파형의 왕복유동 중에서 일정한 속도로 회전하는 터빈을 고려하였다.

먼저 규칙파 중에서 250kW급 Prototype 임펄스 터빈 날개와 가이드베인에 작용하는 변동응력분포를 수치해석을 통하여 예측해 보고자 하였다. 계산은 직경이 2m인 로우터가 대표반경  $r_R$  (여기서  $r_R = 0.85R$ ) 에서의 회전속도  $U_R = 40m/s$ , 축방향 평균유속  $v_a = 40m/s$ 에서 작동하는 경우에 대하여 수행하였는데, 축방향유속은 8초의 대표주기를 갖는 규칙 Sine파로 가정하였기 때문에 실제 축방향유속  $V_a$ 는  $-62.8m/s < V_a < 62.8m/s$ 와 같이 변하는 경우이다. 앞으로 보여질 그림들은 차원값으로서 그 단위는 응력 pascal, 힘 Newton, 모멘트 N-m 이다.

변동응력성분은 물체표면에 작용하는 전단응력과 압력이 있는데, Fig. 45와 46은 각각 흡입면과 압력면의 전단응력과 압력 분포를 보여주고 있다. 양력면인 경우 점성에 기인한 전단응력, 즉 마찰은 압력항의 영향에 비하여 무시할 정도인 것이 보통인데 이 그림에서도 예상한 것처럼 압력 대비 마찰의 영향은 1% 미만으로서 무시할 만 하였다. Fig. 46은 250kW급 터빈이 8초 주기의 왕복유동 중에서 작동할 때 준정상해석을 통하여 구한 로우터 날개의 흡입면 표면에서의 각 시간 스텝별 압력분포이며 Fig. 48은 같은 조건에서 날개의 압력면에서의 결과이다. Sine 파로 주어지는 왕복유동의 주기를 8초로 가정하였기 때문에 0~4초 동안은 축방향흐름이 정방향인 경우가 되며 4~8초 동

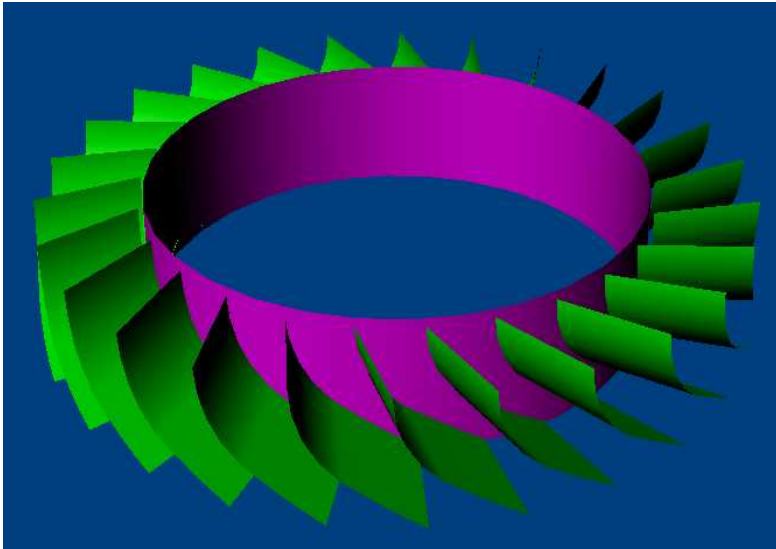
안은 축방향 흐름의 방향이 반대로 바뀐 경우가 되는데, 준정상상태로 보았을때 0~2초 동안의 유동장만 해석하게 되면 나머지 경우도 동일하게 얻어진다고 볼 수 있기 때문에 여기서는 2초 동안만 해석하였다. 시간이 2초가 경과한 후, 즉 축방향유속이 최대가 되는 점에서 가장 큰 압력분포가 얻어짐은 자명한 일이므로 Fig. 47(j)의 상태 즉 축방향의 순간유속이  $V_a = 62.8m/s$ 에서 가장 최대의 압력분포값이 얻어지는 것을 확인할 수 있었다 ( $-25kpa < p < 18kpa$ ). 압력면의 응력분포는 상기와 같은 조건에서 흡입면보다 작게 얻어졌다. 다음으로 가이드베인에서의 응력분포를 보면 Fig. 49 (가이드베인 흡입면쪽 표면) 및 Fig. 50 (가이드베인 압력면쪽 표면)와 같다. 로우터 날개면에 비하여 국부응력값이 낮은 것을 볼 수 있다.



**Fig. 43** Turbine Rotor

Item	Setoguchi	Model	<b><i>Prototype</i></b>
No. of Blade	30	30	<b>30</b>
Sr	26.7 mm	33.8 mm	<b>0.178 m</b>
D	30.0 mm	380 mm	<b>2.0 m</b>
lr	54.0 mm	68.4 mm	<b>0.36 m</b>
r <sub>r</sub>	30.2 mm	38.3 mm	<b>0.202 m</b>
a	125.8 mm	159.3 mm	<b>0.838 m</b>
e	41.4 mm	52.4 mm	<b>0.276 m</b>
round	0.5	0.6	<b>0.6</b>

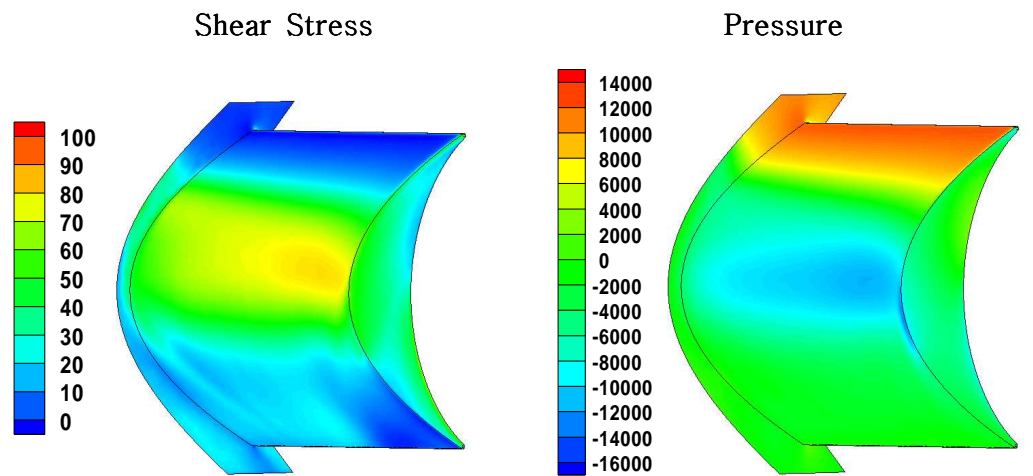
**Table 4** Specifications of Rotor Blade



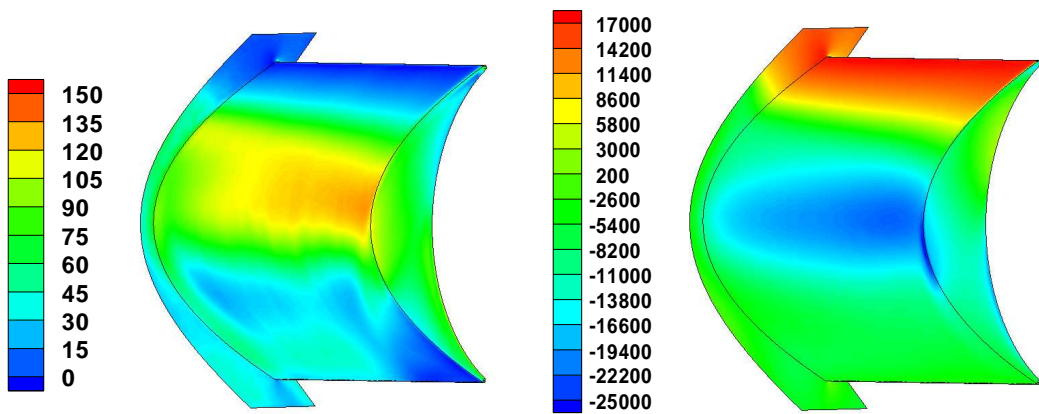
**Fig. 44** Guide Vanes

Item	Setoguchi	Model	<b>Prototype</b>
No of vane	26	26	<b>26</b>
Sg	30.8 mm	39 mm	<b>0.206 m</b>
lg	70 mm	88.6 mm	<b>0.466 m</b>
Ra	37.2 mm	47.1 mm	<b>0.248 m</b>
parallel section	34.8 mm	44.1 mm	<b>0.232 m</b>

**Table 5** Specifications of Guide Vanes

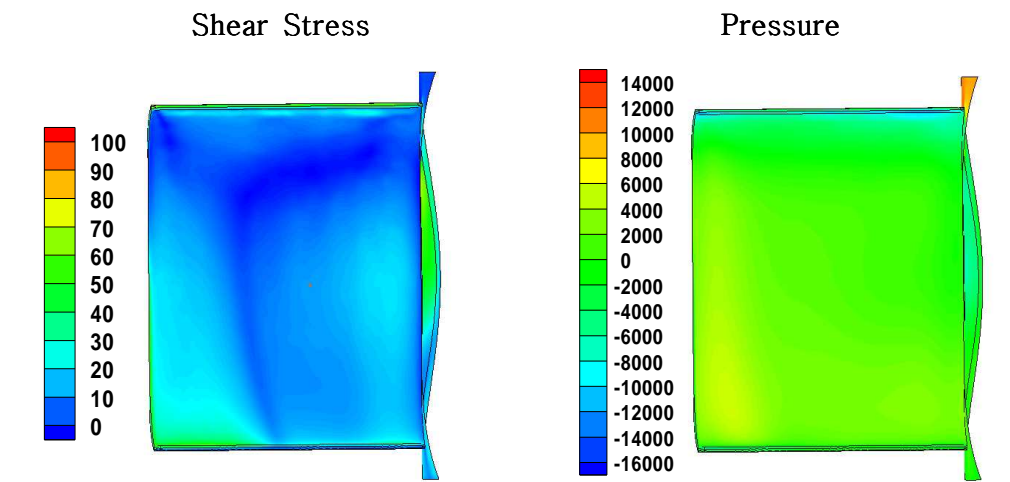


(a)  $t=1.0\text{s}$

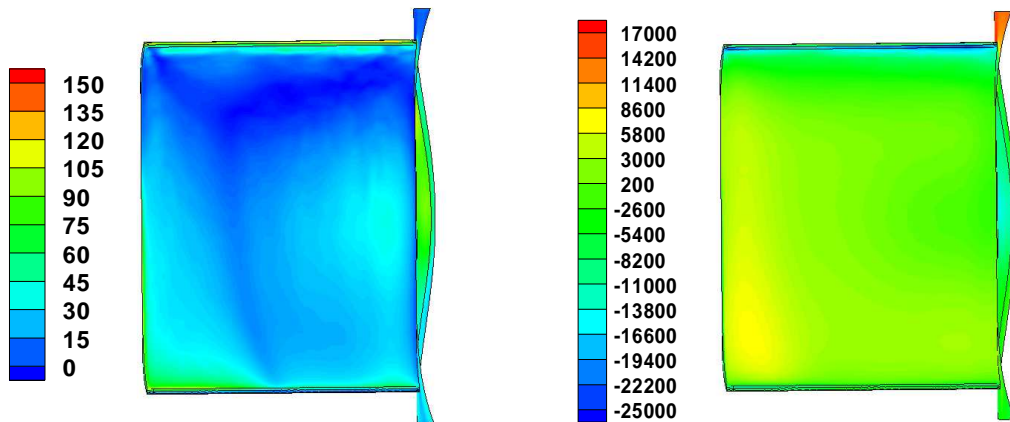


(b)  $t=2.0\text{s}$

**Fig. 45** Stress Distribution on Suction Side



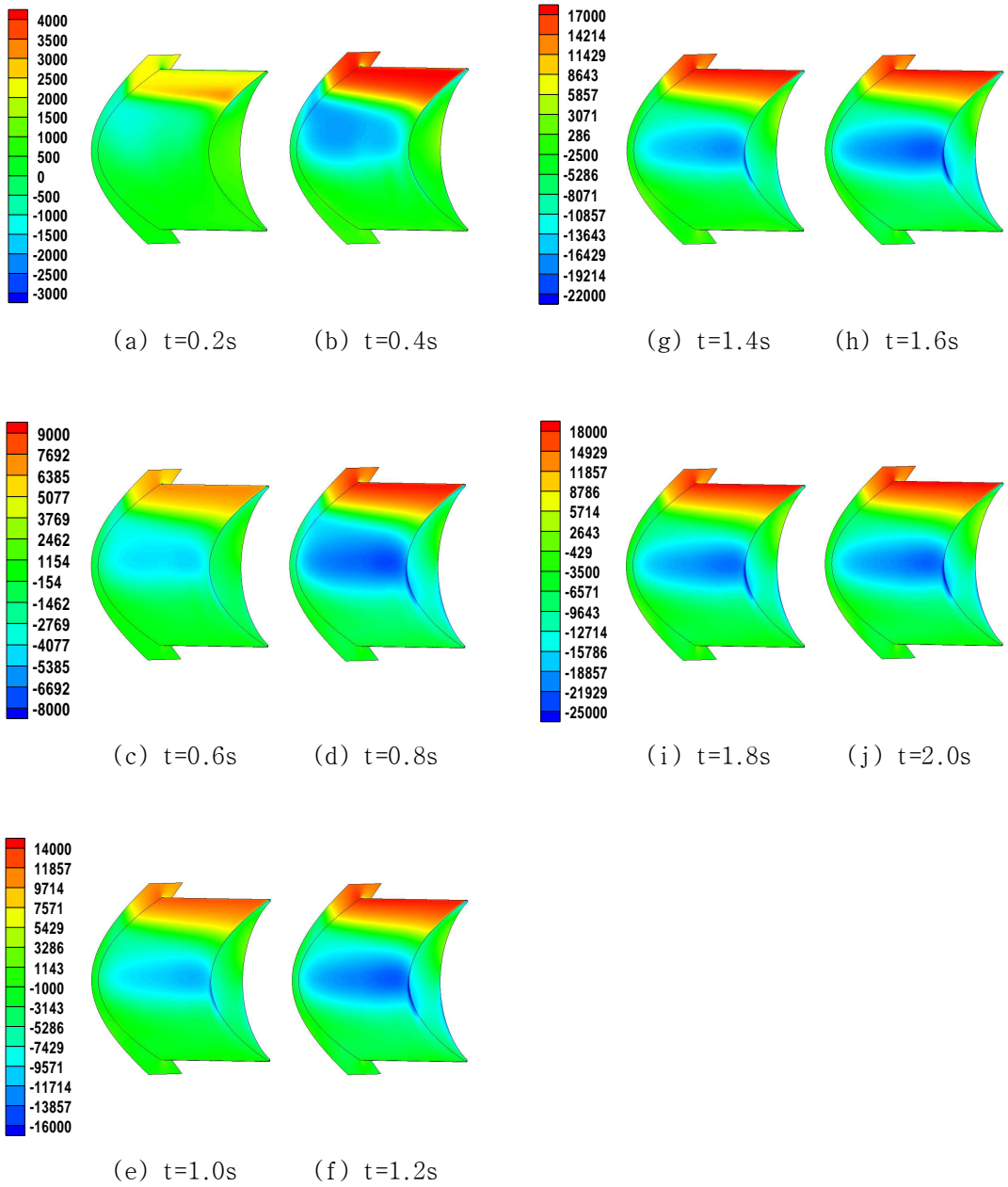
(a)  $t=1.0\text{s}$



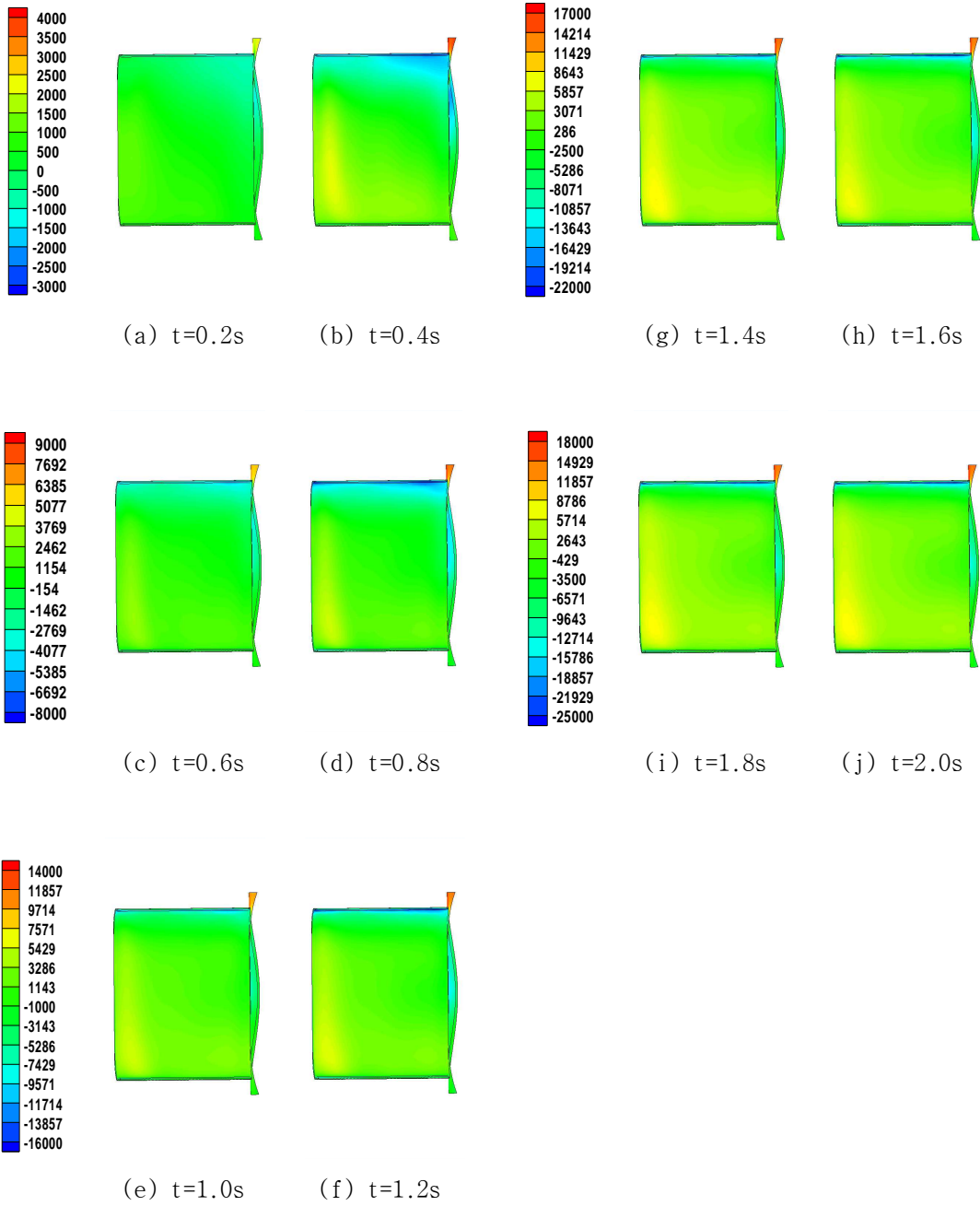
(b)  $t=2.0\text{s}$

**Fig. 46** Stress Distribution on Pressure Side

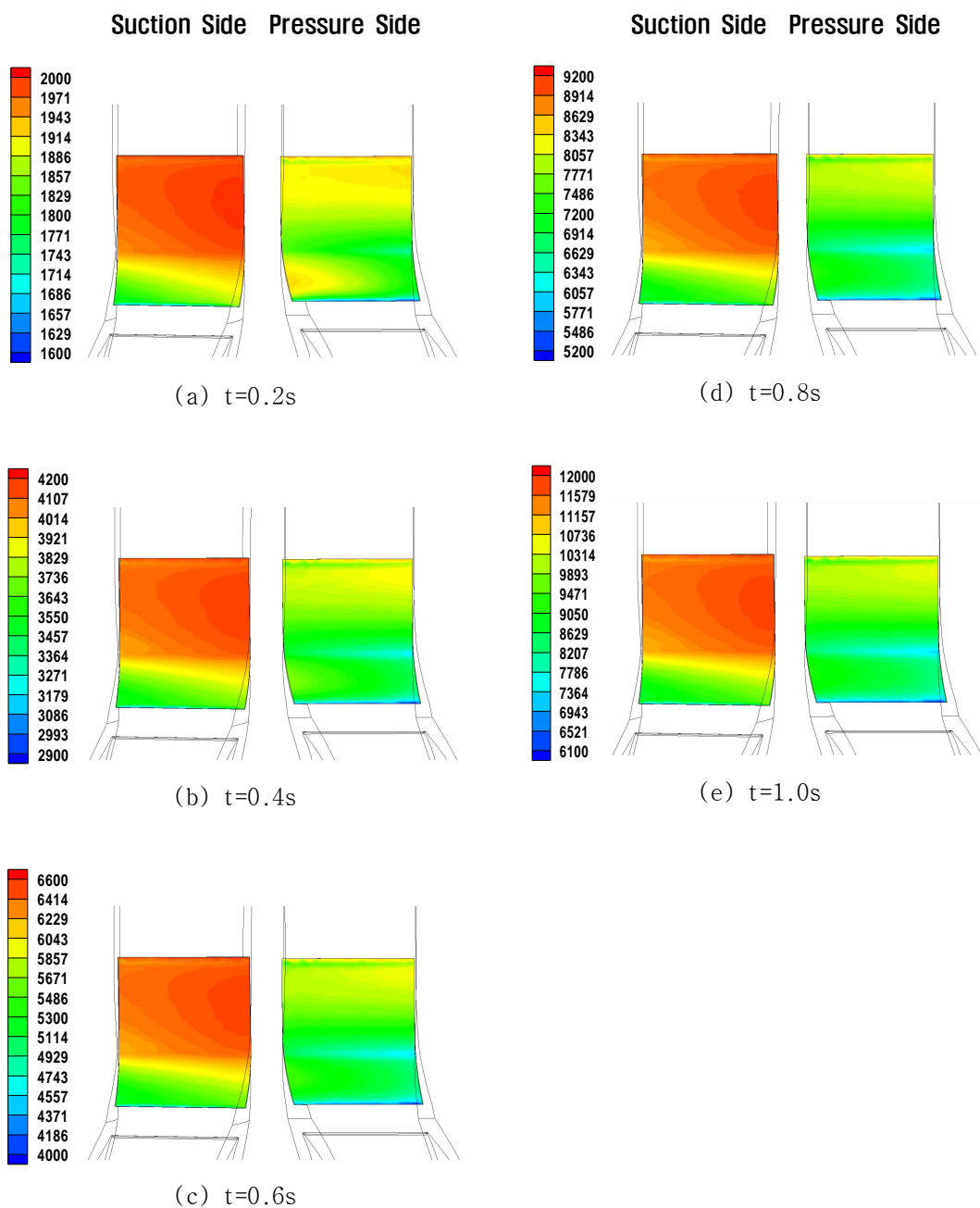




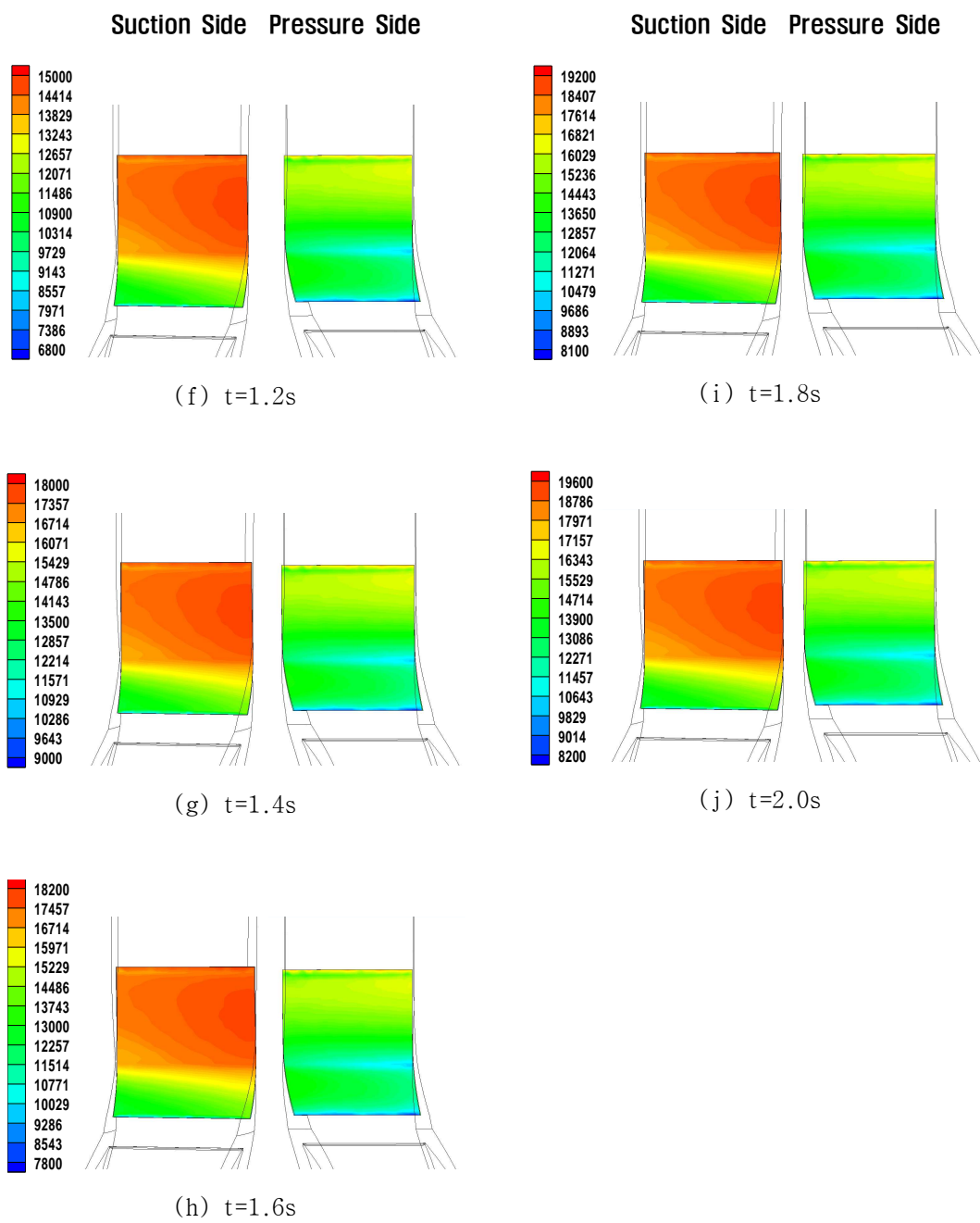
**Fig. 47** Pressure on Suction Side of Rotor Blade for 250kW Turbine



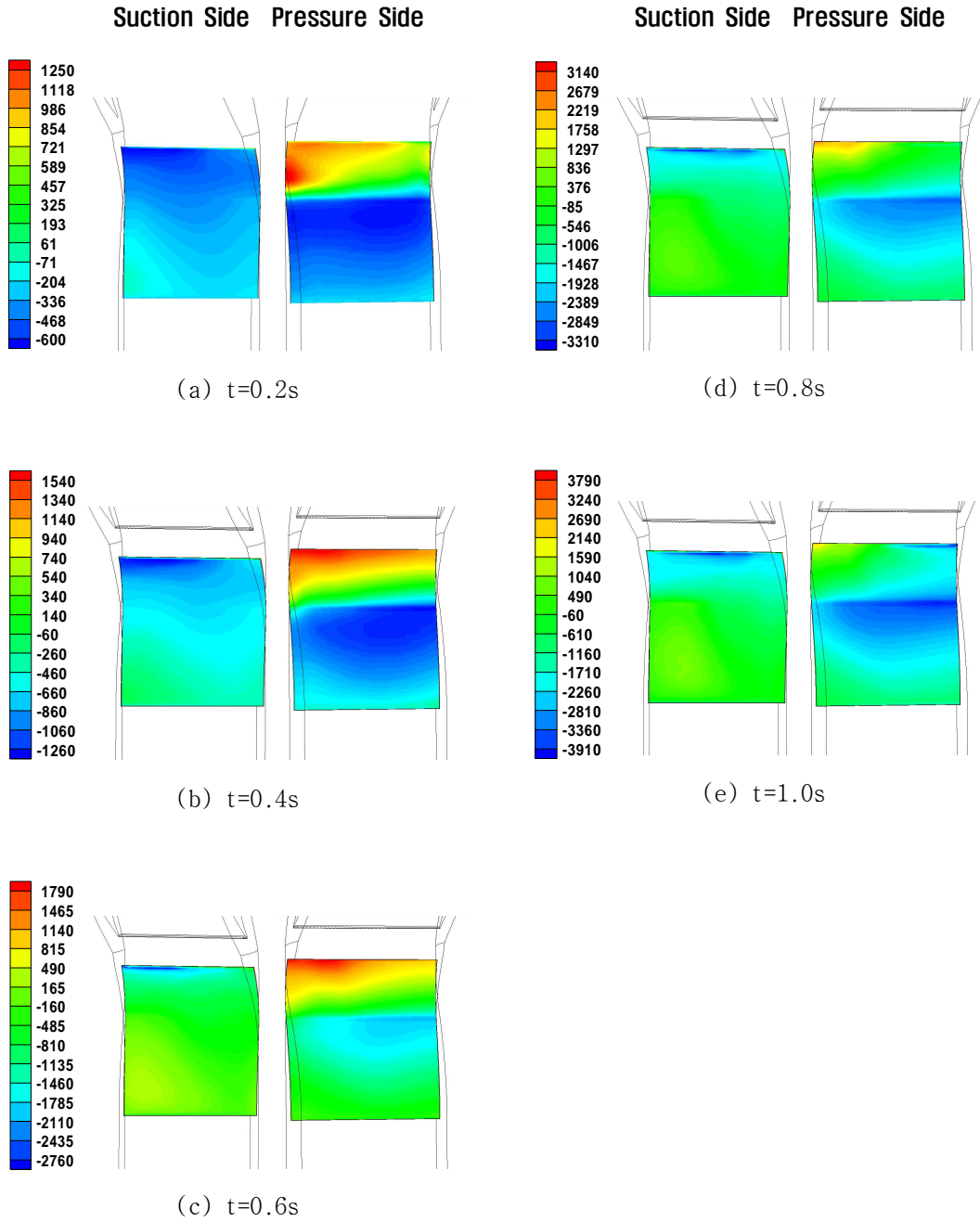
**Fig. 48** Pressure on Pressure Side of Rotor Blade for 250kW Turbine



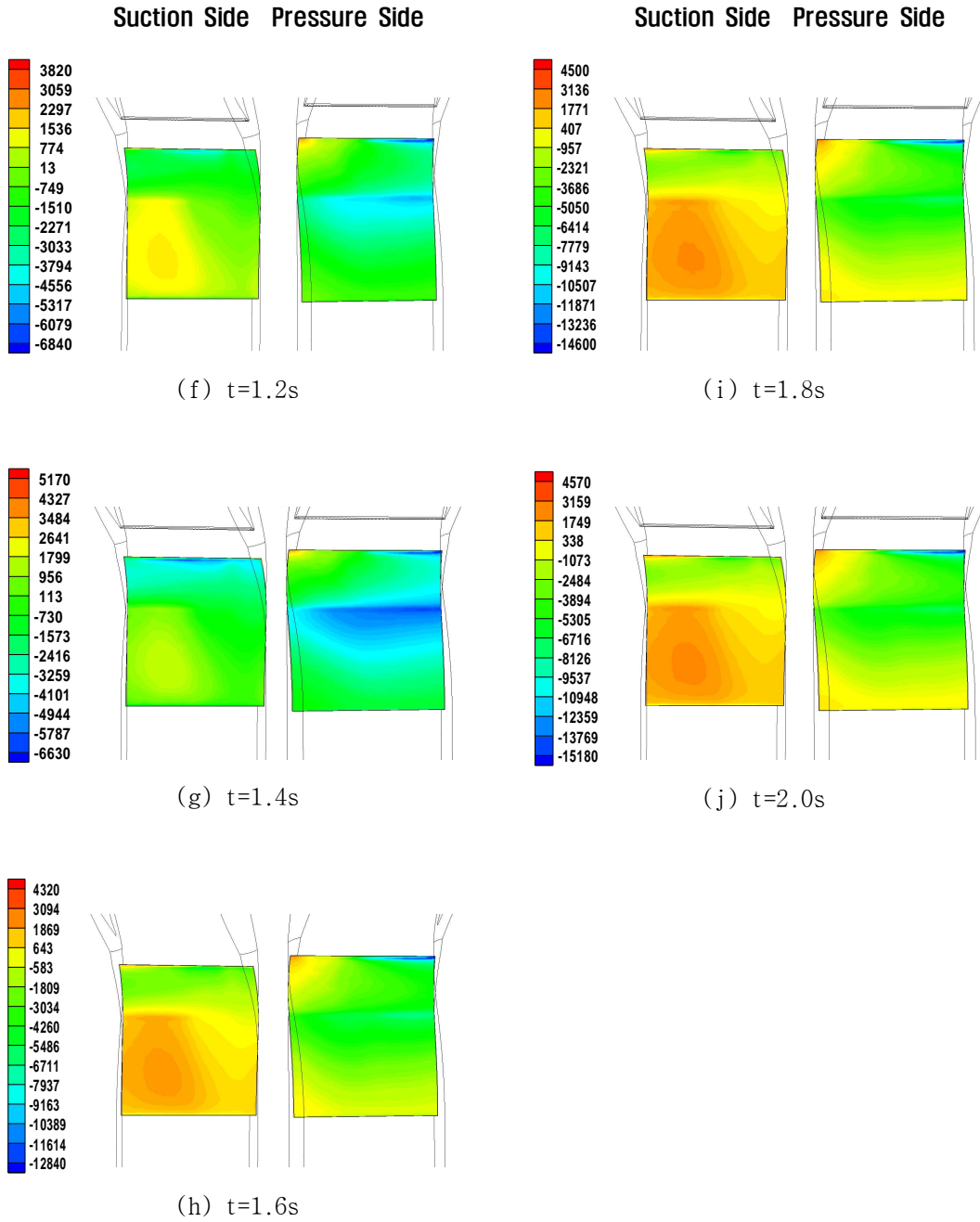
**Fig. 49** Pressure Distribution on Upstream Guide Vanes for 250kW Turbine



**Fig. 49** Continued.



**Fig. 50** Pressure Distribution on Downstream Guide Vanes for 250kW Turbine



**Fig. 50** Continued.

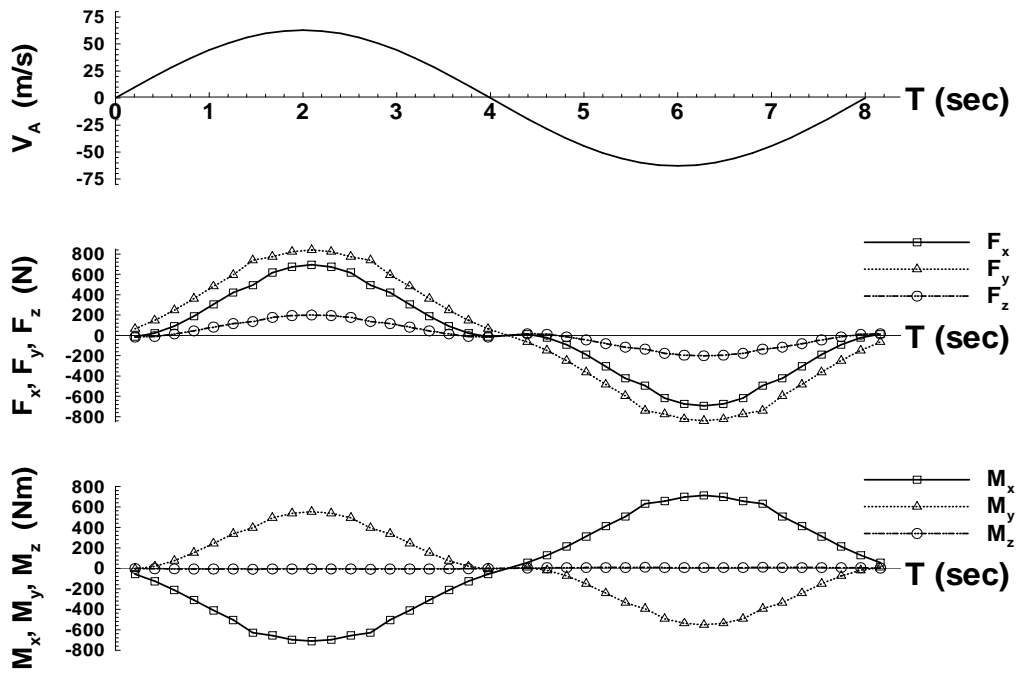
## 7.2 환경하중

전절에서 다룬 날개와 가이드베인에 걸리는 국부압력 분포를 원하는 방향으로 적분 하게 되면 각 방향의 힘과 모멘트를 구할 수 있다. Fig. 51은 주기 8초인 파도에 의하여 형성되는 덕트내 왕복유동 한주기 동안에 터빈 날개와 축에 작용하는 힘과 모멘트를 보여주고 있다. 여기서 날개의 회전축에 해당되는 y축의 모멘트가  $M_y$ 이다. 얻어진 각 방향별 힘과 모멘트는 다음과 같이 무차원화 되었다.

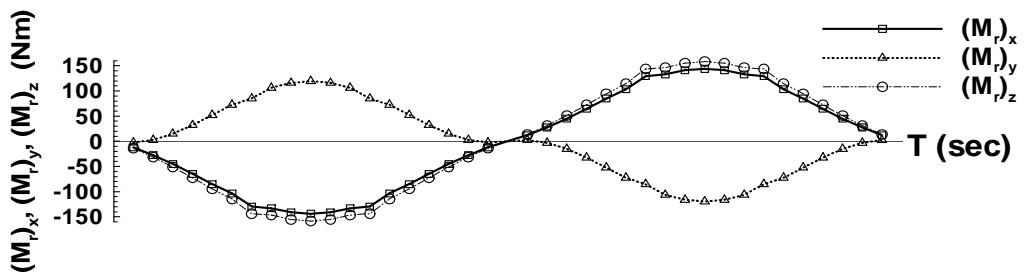
$$C_{F_x} = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \rho_a (v_a^2 + U_R^2) b l_r} \quad (13)$$

$$C_{M_x} = \frac{M_x}{\frac{1}{2} \rho_a (v_a^2 + U_R^2) b l_r r_R} \quad (14)$$

한편  $C_{F_y}$ ,  $C_{F_z}$ ,  $C_{M_y}$ 와  $C_{M_z}$ 도 유사하게 정의된다. Fig. 51(a)를 보면 z 방향의 힘과 z 방향의 모멘트 값이 상대적으로 작게 얻어지고 있다. 여기서 y 방향의 모멘트는 전체 날개수를 곱하게 되면 로우터의 토크에 해당하는 값이 되는 반면, x 방향과 z 방향 모멘트는 한 개의 날개가 회전할 때 발생하는 모멘트로서 전체 30개의 날개에 대하여 적분을 하게 되면 전체적으로 상쇄되는 물리량이기 때문에 축계에 미치는 모멘트는 영이 된다는 사실이다. 한편 로우터의 허브와 로우터 날개요소의 접합부에 작용하는 모멘트도 계산하여 보았다 (Fig. 51(b)). 각 방향 공히 비슷한 크기의 모멘트 값이 얻어짐을 볼 수 있다. 끝으로 Fig. 52는 축방향 평균유속 하에서 얻어진 축하중 값들로서 설계자의 편의를 위하여 별도로 그래프로 표시하였다. 여기서 주의할 점은 Fig. 52(a)에서 설명한 것과 마찬가지로 x 방향과 z 방향의 모멘트는 전체 날개에 대하여 고려하게 되면 영이 된다는 점이다.



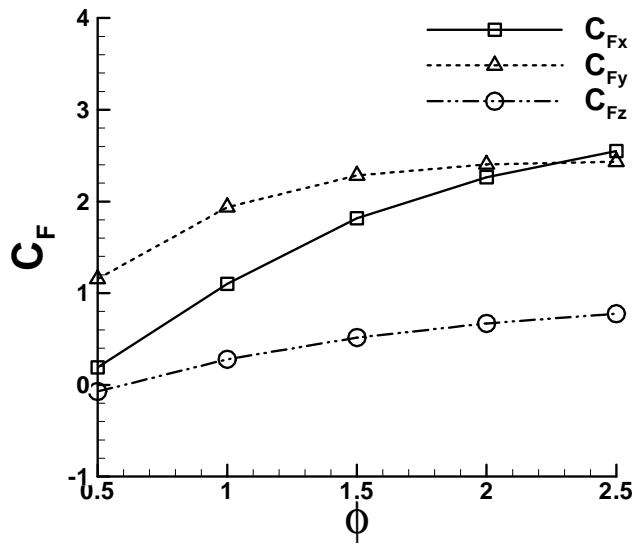
(a) 원점이 모멘트 중심인 경우



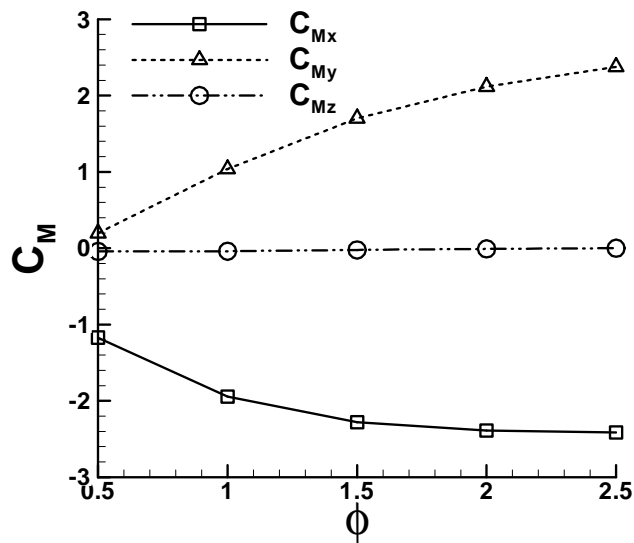
(b) 허브의 날개단면에 모멘트 중심이 있는 경우

Fig. 51 준정상유동 중에서 한 주기 동안의 힘과 모멘트 변화





(a) Force



(b) Moment

Fig. 52 축방향 평균유속 하에서 얻어진 힘과 모멘트

## 제8장 공기실 및 덕트 내부유동 해석

### 8.1 왕복동 유동장의 비정상 해석

고효율의 파력발전용 터어빈의 설계를 위한 연구와 함께 덕트시스템의 종합적인 성능검증을 하는 것이 파력발전의 운용시수와 효율을 높이는데 아주 중요하리라 판단되어서 파력발전 2차변환장치 시스템 내부의 공기유동해석을 하였다. 공기실과 덕트 전체 유동을 비정상 해석(Unsteady Analysis)하였으며, 터어빈 블레이드는 포함시키지 않고 공기실과 덕트를 모델링하였고 격자는 Fig. 53과 같다. 파도에 의한 왕복유동장을 모사하기 위해 상용 CFD 코드인 FLUENT의 UDF(User Defined Function)을 사용하였다. 파도에 의해 챔버 유입흐름을 Sinusoidal하다 가정하고 비정상 해석을 수행하였다.

파력발전용 2차변환장치 전체 내부유동의 해석을 위해서 기존에 연구하여 오던 임펠스 터어빈의 모형 크기를 기준으로 하여 그 치수를 산출하였다. 임펠스 터어빈의 효율을 계산하기 위해서는 터어빈 입구로 유입되는 유속조건의 정의가 필수적인데 이는 챔버의 직경과 유의파고 등에 의해 산출되어 진다. 여기서 공기실의 직경은 2.85m이며 파도에너지가 공기에너지로 바뀌는 공기실과 터어빈이 설치되는 곳인 덕트의 직경비( $D_1/D_2$ )는 7.5이고, 덕트시스템 전체 높이는 약 7.80m이다. 급축소 후의 덕트는 Elbow-type을 기본형으로 채택하였다. 이의 형상은 Fig. 54에서 자세하게 소개하였다. Reynolds수는  $4.07 \times 10^5$  인데 길이는  $D_2$ , 유속은  $D_2$ 에서의 평균유속을 취하였다. 그리고 공기실로 유입되는 파랑의 주기는 2초라 가정하였으며 이때 터어빈으로 유입되는 평균유속은 5m/s이다. 여기서  $t^*$ 는 총시간을 유입파의 주기로 무차원한 값으로,  $t^*$ 가 2.25의 위상은 2주기와 1/4위치가 지난 시점이 되고, 2.75는 2주기와 3/4위치가 지난 시점을 의미한다.

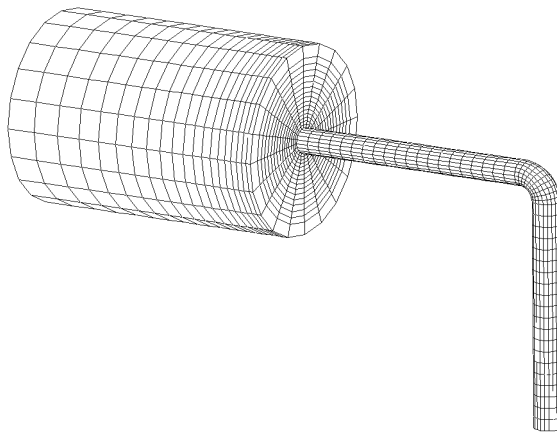


Fig. 53 Grid Generation of Air Chamber & Duct

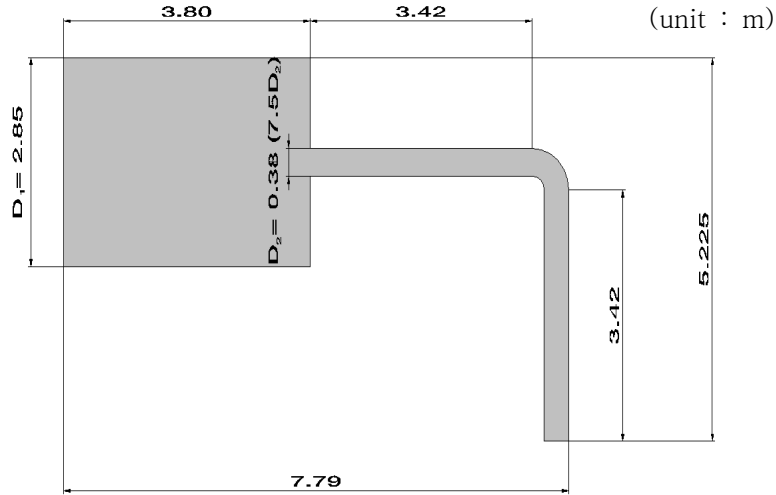
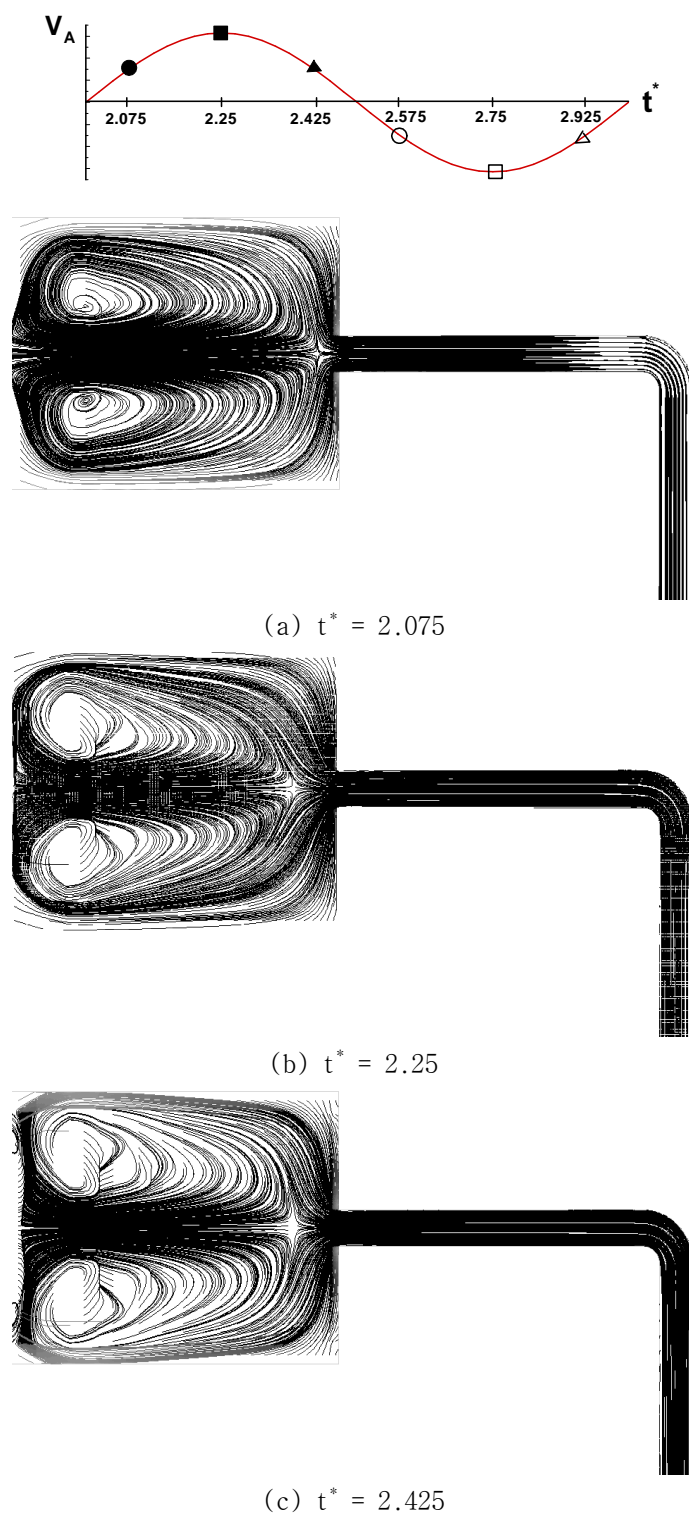


Fig. 54 Air Chamber & Duct Geometry in 2-D Sense

먼저 주기가 진행되면서 유동 발달정도를 살펴보았다. 첫 주기에서는 진행된 주기와 비교에서 알 수 있듯이 수렴되지 않은 불안정한 흐름이 관찰되었으며 실제 계산 수행 단계에서도 수렴성이 상대적으로 좋지 않아서 다른 주기에 비해 수렴이 대략 2~3배 정도 지연되었다. 주기내의 수렴에 대한 특징은 과정에서 수렴성이 좋았으며 외력이 가해지지 않는 구간, 즉 속도 방향이 바뀌는 구간에서 수렴이 지연되는 등 Sinusoidal한 유속의 크기와 수렴성이 반비례하는 경향을 확인할 수 있었다.

주기별로 유동의 발달과정을 살펴본 결과 두번째 주기부터는 수렴된 결과를 보이고 있으며 왕복동 유동의 특성을 보이기 시작하다가 3주기 정도가 지나면 완전히 발달된 유동의 형태를 띠는 것을 확인할 수 있었다. 급축소, 급확대를 반복하는 왕복유동장이므로 공기실내의 흐름이 불안정하였고, 터빈이 설치되는 덕트내의 유동은 상대적으로 안정한 흐름을 보였다. Fig. 55는 챔버에서 덕트로 향하는 Exhalation상태의 유동을 보여주고 있고 Fig. 56은 입출구가 바뀐 상태의 Inhalation상태의 유동을 보고주고 있는데 3주기때의 유동을 보여주고 있다.

덕트 유동의 비정상성을 확인하기 위해서 수직한 두 단면의 유동장을 비교하여 보았다. 이때 두 단면의 유동장이 닮아 있어서 3차원성에 의한 비정상성이 적다고 판단되었다. 노즐이 굽어 있는 것이 비정상성을 일으킬 잠재요인으로 예상하였는데 그에 대한 영향은 나타나지 않았다. 다만 공기실과 덕트를 지나 터빈으로 유입되는 흐름이 굽어있는 형상적인 특징으로 인해 불균일한 흐름이 생성되기도 하였다. 여러 가지 단순화한 가정이 포함되어 있고 실제로는 덕트 내에 로우터와 가이드베인 등 부가물이 존재해서 비정상성에 대한 연구는 다시 수행되어야 하리라 판단된다.



**Fig. 55** Pathlines at Several Exhalations

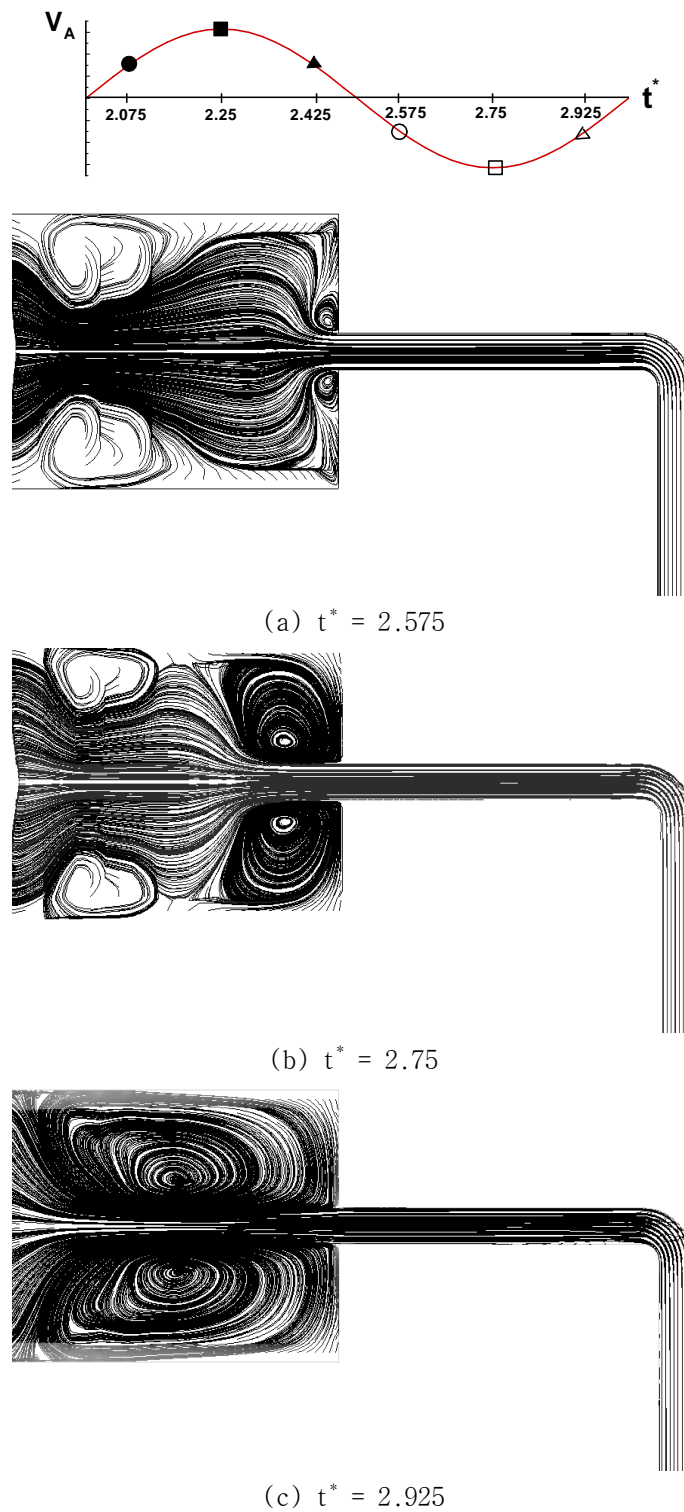


Fig. 56 Pathlines at Several Inhalations

파도에 의하여 덕트로 유입되는 축방향유속은 파도와 같은 주기를 가지고 변화하는 왕복유동이다. 이러한 2차변환장치의 내부유동을 해석하고자 OWC 챔버로부터 유입되는 왕복동 흐름이 덕트와 터빈을 거쳐 출구로 빠져나가는 전 과정을 비정상 해석을 하고자 하였는데, 해석 과정에서 좁은 Tip Clearance(터빈 직경의 0.26%) 내의 격자의 Remeshing 과정에서 High-Skewness의 문제와 비합리적인 과도한 계산시간 등의 문제가 제기되어 덕트와 터빈을 별도로 계산한 다음 간접고려 방식을 채택하였다. 기존에 임펄스 터빈의 성능해석을 수행하는 방식은 30개의 날개에 주기조건으로 주어 1개의 날개만을 해석하는 방식으로, Uniform 한 축방향으로의 유입속도를 인풋으로 하여 해석을 수행하는 것이었다. 이 방식은 계산의 효율성면에서는 큰 장점이 있으나 전체 터빈에 유입되는 불균일한 유속의 영향과 같은 터빈 전체 공간적인 문제에는 적용할 수 없는 한계가 있다. 그래서 본 연구에서는 이를 고려하고자 터빈 전체를 모델링하고 터빈으로 유입되는 축방향흐름도 Linear Shear Flow, Parabolic Flow 등으로 가정하여 계산을 수행하였다. 또 평균유속을 취하였던 것을 시간에 따라 Sinusoidal하게 변화도록 축방향 유속을 정의하여 그 결과를 비교하여 보았다. 홍석원 (2005)에 사용한 격자생성법을 토대로 하였으며 벽법칙을 사용하므로 정렬격자와 비정렬격자를 혼용하여 첫 번째 격자의 크기를 조정하였으며, 반경방향으로는 Cooper-type 격자를 사용하였다. Fig. 57은 터빈 전체를 모델링하여 격자를 생성한 것인데, 격자수는 약 1,900,000개 정도 사용되었다. 전체적으로 비정렬격자를 사용하였고, 반경방향으로 cooper-type 격자를 사용하였으며 Tip Clearance의 영향을 잘 고려하기 위해 Tip 부근에 격자를 밀집하여 배치하였다.

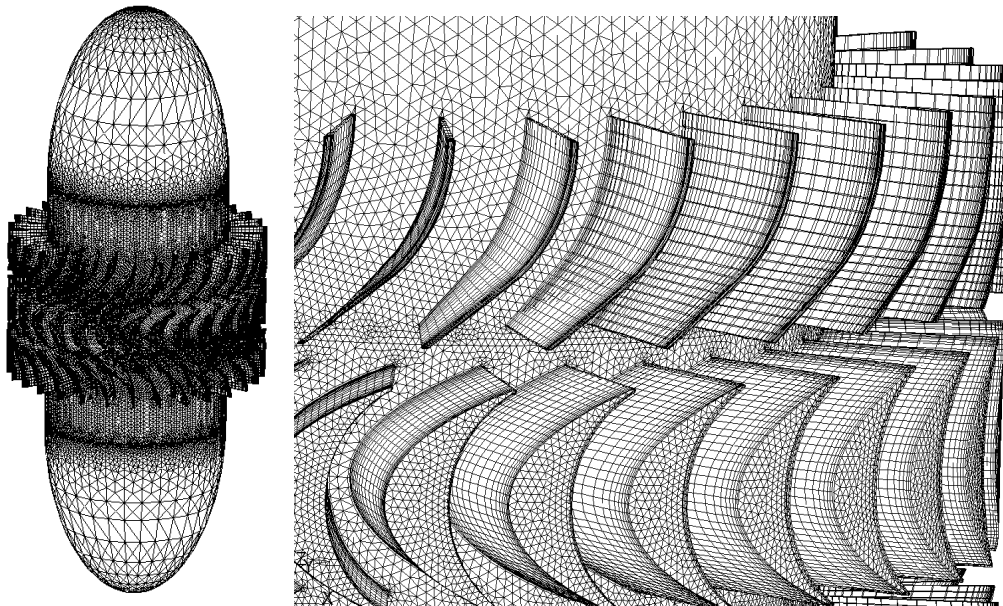


Fig. 57 Grid Generation of Impulse Turbine

선행 연구에서는 파도의 주기와 터빈의 회전주파수의 차이가 매우 커서 준정상 해석(Quasi-Steady Analysis)이 가능하므로 준 정상 해석을 통하여 터빈의 성능에 대한 연구를 수행하였는데, 이번 연구에서는 덕트내의 3차원 효과에 의한 비정상성과 터빈 유입조건에 불균일로 인한 영향 등을 정확히 모사하기 위해서 전체시스템의 비정상 해석을 시도하였다. 앞서 언급한 바와 같이 비정상 해석을 통해서 공기실과 덕트 내부의 유동을 밝혀보았으며 준정상 해석 결과와의 비교도 시도하였다.

터빈이 덕트에 설치되기 때문에 그 내부 유동을 살펴보는 것이 중요하므로 그 위주로 해석을 수행하였다. 다음 Fig. 58은 3주기째의 덕트 내부 임의 단면에서의 속도 벡터를 보여주고 있다. (a)는 공기실을 지나 급축소 후 덕트로 유입된 과정시의 덕트 내부 임의 단면에서의 속도벡터이다. 그림에서 보는 것처럼 덕트가 굽은 형태의 Elbow-type이기에 굽은 지점( $9D_2 \sim 11D_2$ )을 지난 일정거리 동안 불균일한 속도장을 띠는 것을 확인할 수 있다. 이로 인해 터빈의 성능 저하 가능성을 배제할 수 없었는데 이는 뒷부분에서 자세히 다루었다. (b)는 (a)에서의 출구가 파도의 왕복운동으로 입구가 된 경우이다. 즉, 덕트로부터 공기실로 공기의 흐름이 생성되는 경우의 속도벡터를 보여주고 있다. 터빈이 설치되는 전 구간에서 균일한 속도 프로파일을 보여서 Inhalation 일때는 터빈으로 유입되는 조건의 불균일성에 대한 문제는 발생하지 않으리라 판단된다. Elbow 이후 지점에서 터빈이 설치되기에 그 이후의 흐름은 터빈의 효율과 직접적인 연관이 있을 것이라 예상되었다. 위 Fig. 54에서 본 것처럼 굽은 형태를 띠고 있는 형상적인 특성 탓에 속도프로파일이 불균일하였다.

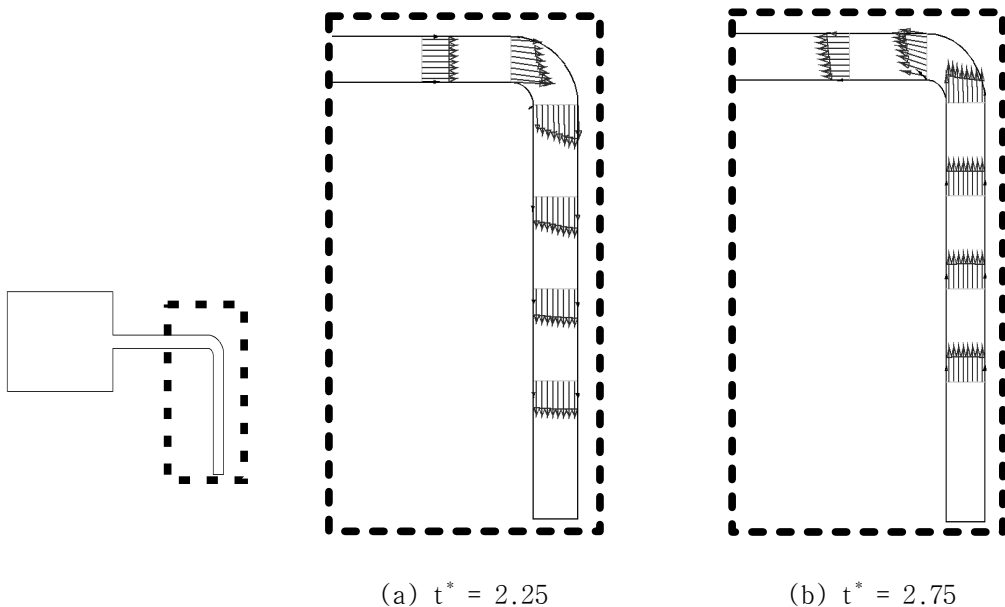


Fig. 58 Velocity Vectors at Various Surface in Duct

다음은 속도 프로파일을 시간과 위치별로 정리하여 보았다. 터빈이 설치되는 덕트 위주로 살펴보았는데, 덕트의 총길이는 덕트 직경인  $D_2$ 의 20배이다. 그리고 Elbow는  $9 \sim 11D_2$ 에 존재하고 있다. 터빈은 Elbow 후에 설치될 예정인데 속도 프로파일을 살펴본 곳은 Elbow 후, 즉 덕트 중에서도 터빈 설치 가능 위치에 대해서 살펴보았다. Fig. 59는 임의의 단면 속도 프로파일을 보여주고 있는데  $t^*$ 가 2.125, 2.25, 2.375 인 경우(Exhalation)는 파고가 높아지면서 챔버에서 덕트로 흐름이 생성되고 터빈으로 유입되는 급축소 방향의 경우이고, 2.625, 2.75, 2.875 인 경우(Inhalation)는 파고가 낮아지는 경우로 덕트에서 챔버로 흐름이 빠져나가는 경우이다. Elbow 이후인  $11D_2$ 와  $17D_2$  사이에 터빈이 설치되므로 그 이후의 흐름이 터빈의 효율과 직접적인 연관이 있을 것이라 예상되어 그 부분을 자세히 살펴보았다. 먼저 Inhalation의 경우( $t^*=2.625, 2.75, 2.875$ )는  $17D_2$ 쪽에서  $11D_2$  쪽으로 흐름이 발생하고 있는데  $13D_2$ 까지는 균일한 분포를 보이다가 Elbow를 만나면서  $11D_2$ 에서 불균일한 흐름을 보이고 있다. 그 외의 구간에서는 균일한 흐름을 보였다. Exhalation의 경우( $t^*=2.125, 2.25, 2.375$ )는  $7D_2$ 에서  $17D_2$ 쪽으로 흐름이 생기고 있는 경우이다. 공기실의 흐름이 덕트로 유입되면서 균일한 분포를 보이다가  $9D_2$ 부터 불균일한 흐름을 보였다. 이 역시 Elbow의 형상 때문인데  $15D_2$ 에 가서야 비교적 완전히 발달된 정도의 흐름을 보였다. 이 결과만을 놓고 터빈의 설치 위치를 판단하여 보면  $15D_2$ 에서  $17D_2$ 사이가 가장 적합한 곳으로 판단되는데 불균일 흐름과 터빈 성능과의 관계는 추후에 살펴보았다.

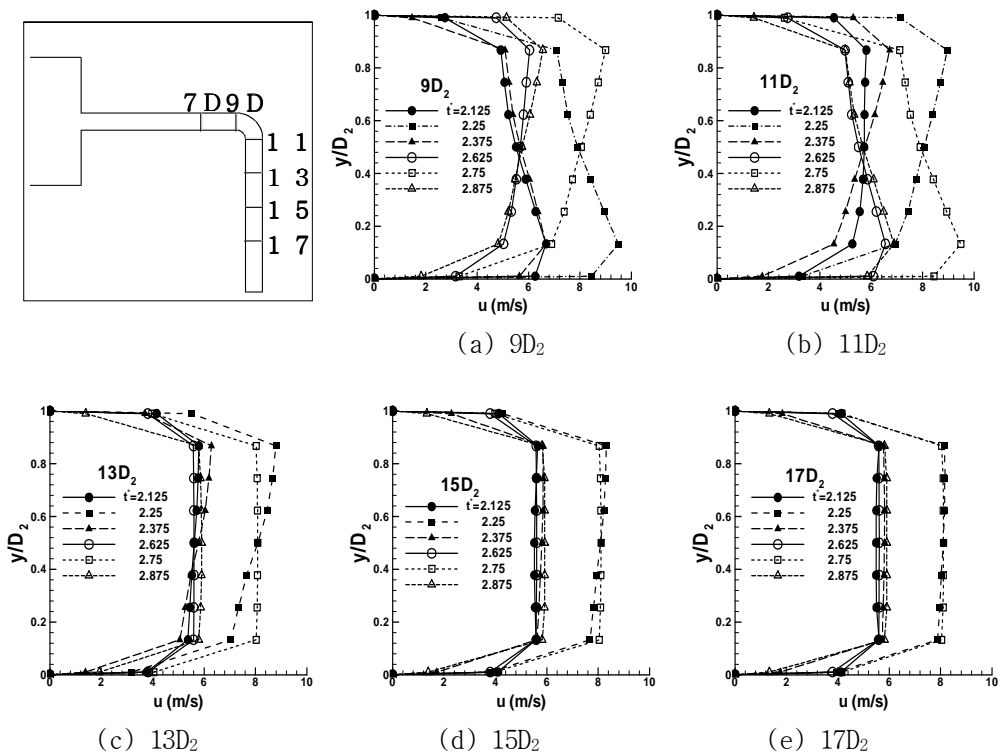
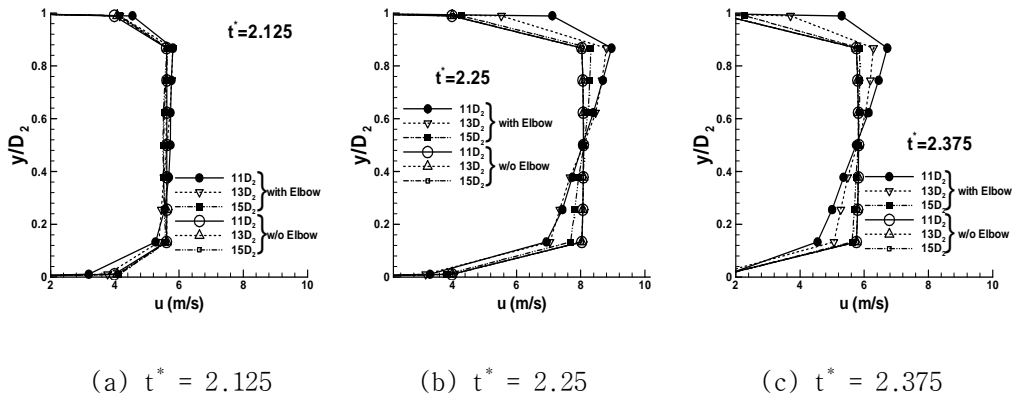


Fig. 59 Velocity Profile at Various Surface in Duct





**Fig. 60** Velocity Profile at Each Time Step in Duct

Fig. 60은 주기별 덕트 임의 단면의 속도 프로파일을 살펴보았다. Inhalation의 경우인  $t^*=2.625, 2.75, 2.875$ 인 경우는 균일한 속도분포가 예상되었기에 이번에는 Exhalation 경우만 plotting하여 보았다. 주기별 위치에 의한 영향뿐만 아니라 덕트 형상에 대한 영향도 보고자 Elbow가 없는 Straight 덕트형상과도 비교하여 보았다. 그림에서 알 수 있듯이  $t^*$ 가 2.125인 경우 즉, 터어빈으로 유입되는 비교적 이른 위상일 때는 Elbow가 있는 경우나 없는 경우 공히 모든 지점에서 균일한 속도 분포를 보였다. 하지만 주기가 경과할수록 불균일한 분포가 발생하는 것을 확인할 수가 있는데, 터어빈으로 유입되는 유속의 속도가 빠를수록, 그리고 Elbow가 있는 경우 특히 Elbow 근처에서 가장 불균일한 분포를 보였다. Elbow가 없는 경우는 흐름에 장애가 없으므로 전체적으로 균일한 분포를 보여주었다. 만일 불균일한 유속 분포가 파력발전의 효율에 영향을 미친다면 터어빈이 설치되는 위치를 적절히 잡는 것이 아주 중요한 변수가 되리라 판단된다. 이 내용은 후미의 다음 장에서 터어빈으로 유입되는 유속분포와 터어빈의 효율과의 관계에 대해서 알아보았다.

## 제9장 공기실 및 덕트와 임펄스 터어빈간 상호관계에 대한 연구

### 9.1 Inflow의 시간적인 조건에 의한 영향

실제 임펄스 터어빈에 유입되는 축방향 유속은 일정하지 않고 파도의 주기와 진폭에 따라 변화하는 비정상 유동장이 된다. 그러나 파도의 주파수는 터어빈의 회전 주파수에 비하여 매우 낮기 때문에 두 주파수 사이의 상호작용은 실질적으로 무시해도 무방하다. 즉, 축방향 유속의 변화에 따른 터어빈 성능변화를 준정상상태(Quasi-steady)로 가정하는 것이 가능하다. 실험에서의 파도는 불규칙하며 축방향유속도 실제로는 공기의 흡입시와 배출시 다른 유속분포라고 알려져 있으나 본 연구에서는 파도를 일정한 주기의 사인파(Sine wave)로 가정하였는데 이 Sinusoidal한 유속의 평균값을 축방향 유속으로 취하여 성능 해석한 결과와 시간에 따라 Sinusoidal한 형태로 변화하는 유속을 각 time step에서의 축방향 유속으로 취하여 계산한 결과를 비교하여 보았다.

Fig. 61은 터어빈 직경이 0.38m인 모형크기의 터어빈에 대한 결과인데 평균유속이 15m/s인 경우를 축방향 유속이라 정의했을때  $\phi$ 가 1인 경우에 대하여 다음과 같이 설계된 터어빈의 준정상 상태에서의 유속, 압력강하, 토오크 및 효율 등을 보여준다. 횡축은 시간으로서 파도의 주기를 8초로 보고 1주기에 대한 해석결과를 그린 것이다. 특이할 사항은  $\phi$ 가 작은 경우에 압력강하치는 축방향유속과 같은 경향을 떠나  $\phi$ 가 1일때 과정에서의 압력강하치가 상대적으로 완만하여 그로 인해  $C_A$ 값이 대부분의 시간영역에서 완만한 고원현상을 나타내는 것이다. 이런 경향을 떠다가  $\phi$ 가 커지면서 오히려 과정에서의 압력강하치가 작아지는 경향을 확인할 수 있으며 이 영향이 그대로 효율에 반영되는 것을 확인할 수 있다. 토오크는 축방향유속이 낮은 구간에서 국부적으로 음의 값을 보이는 등 다른 값들과 다른 양상을 나타내며 그로 인하여 토오크계수  $C_T$ 가 특이한 패턴을 보여주고 있다. Fig. 62는  $\phi$ 를 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5인 경우 1/4주기 동안 효율을 비교한 것이다.  $\phi$ 가 1인 경우에  $C_A$ 에서 보이던 고원현상이  $\phi$ 가 작은 경우에는 축방향유속과 같은 경향을 띠고  $\phi$ 가 커질수록 과정에서 낮아지는 경향을 띠었다.

Fig. 63는 이상을 종합하여 구한 터어빈 효율은 축방향유속이 매우 작은 일부구간을 제외하고는 결과적으로 정상유동과 크게 다르지 않은 값을 보여주리라 예상하였는데 효율을 놓고 보면 조금 작은 경향을 확인할 수 있었다.

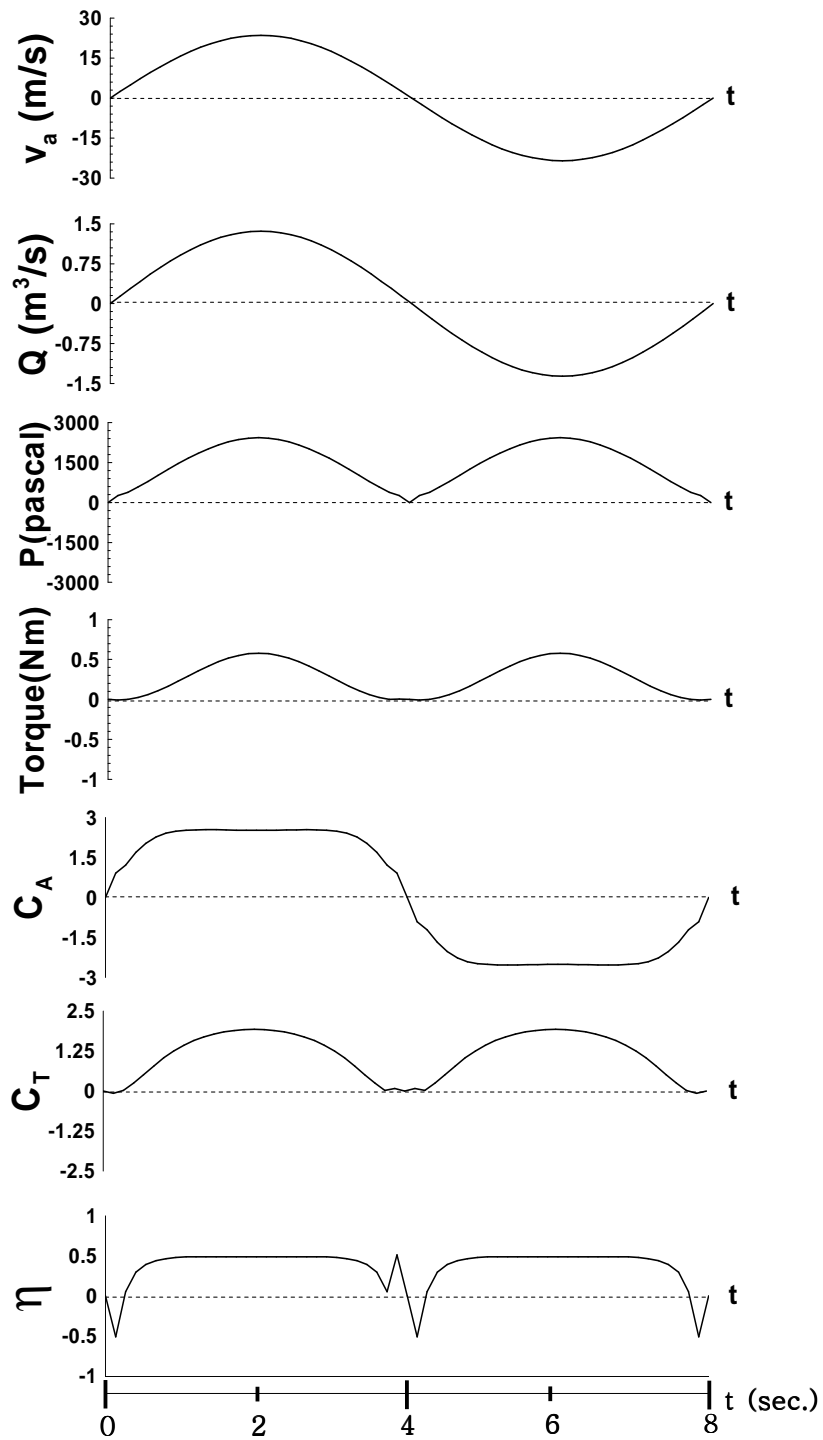
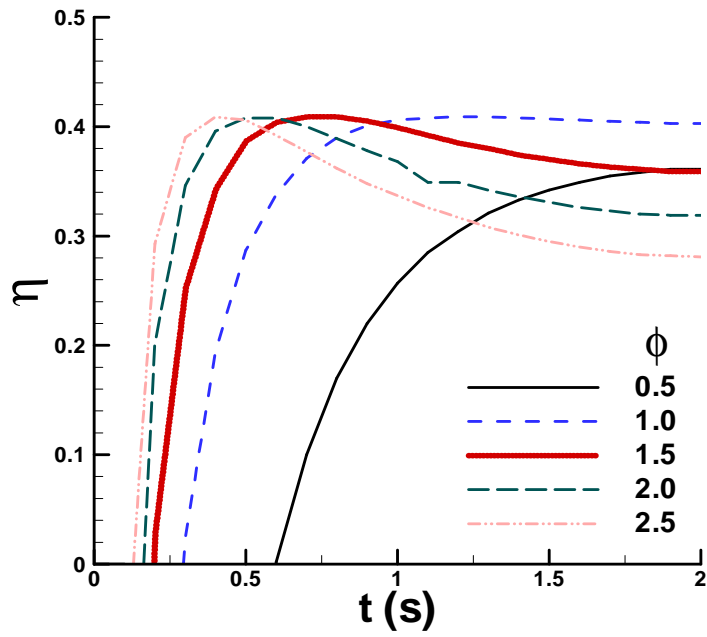
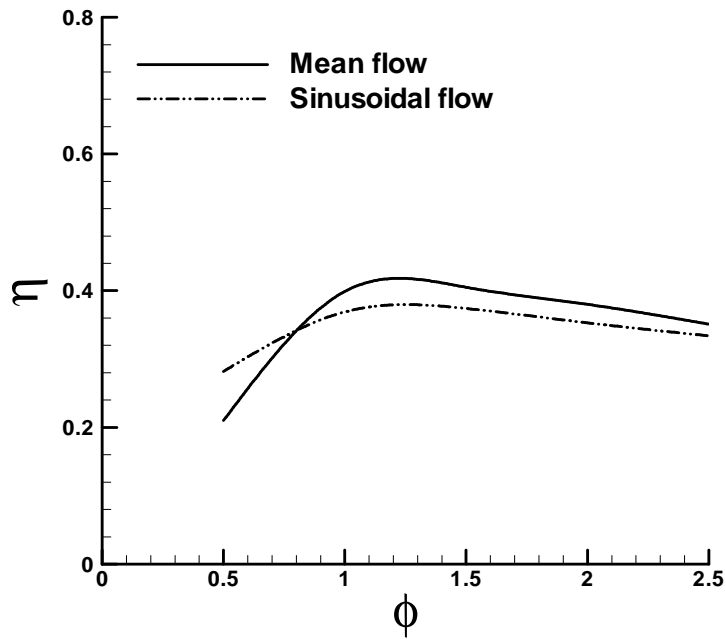


Fig. 61 Typical Results of Quasi-steady Analysis



**Fig. 62** Efficiency with Respect to Flow Coefficient (Quasi-steady Analysis)



**Fig. 63** Comparison between Mean and Quasi-steady Analysis

## 9.2 Inflow의 공간적인 조건에 의한 영향

파력발전용 터빈이 설치되는 덕트의 형상이 효율적인 관리상의 문제나 발전기와 용이한 연결 등의 이유로 해서 Straight 형상을 취하는 것이 아니라 Elbow 등의 형태를 취한다. 그래서 본 챕터에서는 불균일한 유속분포를 이상화하여 그에 대한 영향을 보고자 하였다. Fig. 64에서와 같이 Uniform flow와 Linear shear flow, 그리고 Parabolic flow의 경우를 Inflow로 하여 터빈의 성능을 비교하여 보았다.

토오크 관점에서는 Parabolic flow의 경우가 다소  $C_T$ 가 낮게 계산되었으며 Uniform flow와 Linear shear flow의 경우는 비슷하게 계산되었다. 그리고 압력강하치는 Parabolic flow, Linear shear flow, Uniform flow 경우의 순서를 보였다. 그 결과 효율은 비슷하게 나왔으나 Linear인 경우가 다소 우수한 성능을 나타내었다.

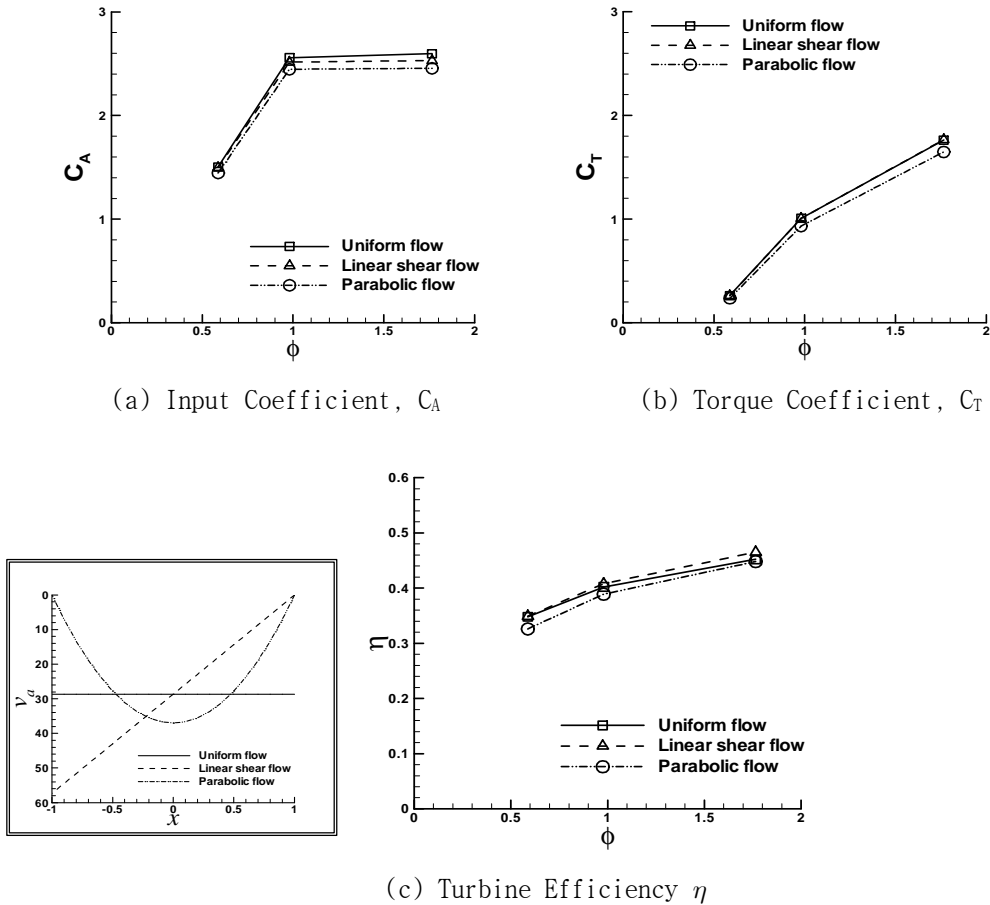


Fig. 64 Effect of Inflow Condition

극단적으로 이상화한 Inflow의 차이에도 터빈의 성능은 크게 달라지지 않았고 Fig. 65는 앞 절에서 살펴본 덕트 계산 결과를 터빈의 인풋으로 하여 터빈 성능을 살펴본 것이다. 챔버에서 덕트로 공기가 발생되는 Exhalation의 경우인데 11D<sub>2</sub>는 터빈이 설치된다고 예상되는 곳 중 가장 불균일한 유속분포를 보인 구간이고 17D<sub>2</sub>는 Elbow 등으로 인한 불균일한 흐름이 완전히 발달할 여지가 충분한, 그래서 균일한 유속분포를 보이는 구간이다. 이에 대해서도 예상한 것처럼 터빈의 성능이 크게 영향을 받지 않는 것을 확인할 수 있었다.

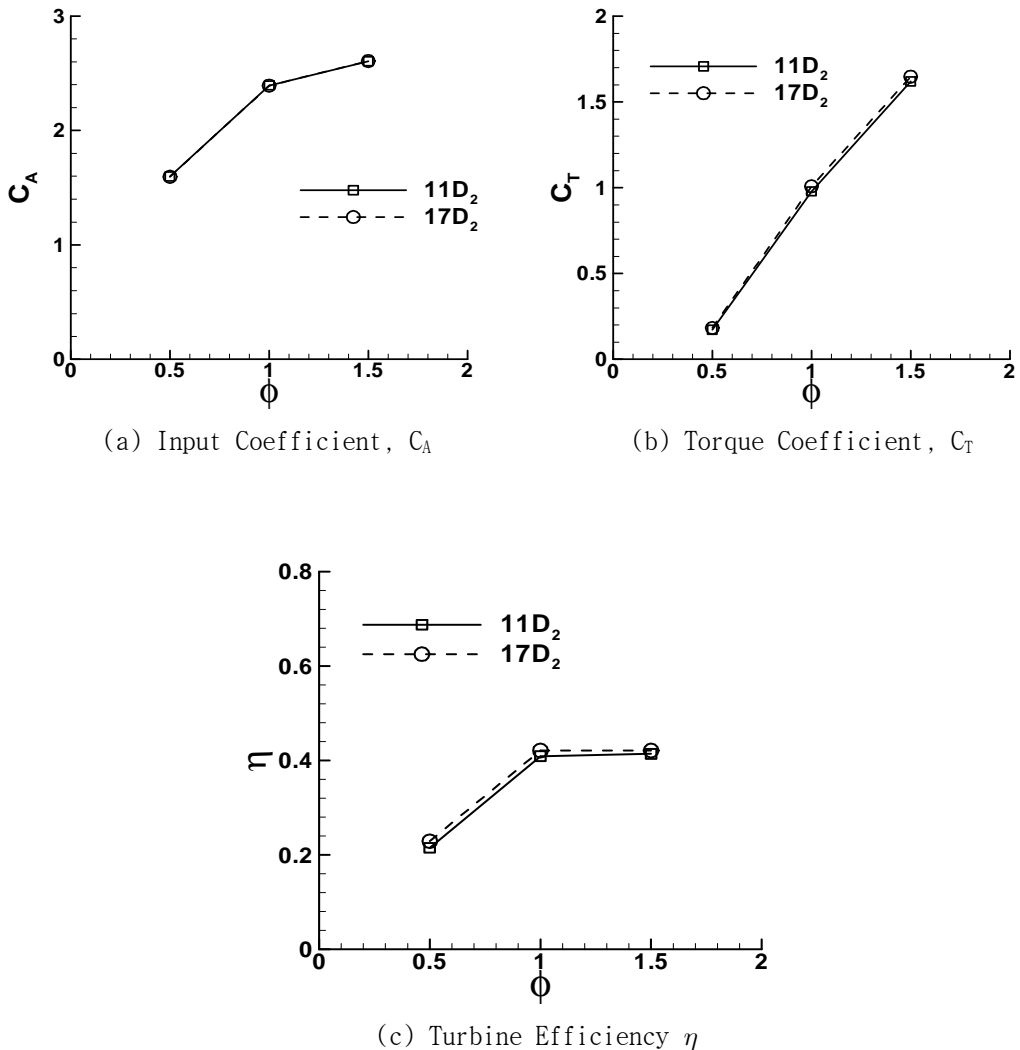


Fig. 65 Effect of Inflow Condition from Duct

## 제10장 결 언

이상과 같이 파력발전용 2차변환장치의 성능을 수치해석을 통하여 해석하였다. 자료 조사 등을 통하여 임펄스 터어빈의 개념설계를 수행하였고 이를 토대로 하여 임펄스 터어빈에 대한 자세한 성능해석과 더불어 보다 고효율의 터어빈 설계기술을 확보하기 위하여 여러 방면으로 수치해석을 통한 상세설계를 수행하였다. 그리고 모형 규모의 연구결과를 Prototype 으로 확장시켜 실물 임펄스 터어빈의 규모와 환경하중을 추정하여 보았다.

(a) 기존 실험 자료를 이용하여 기존에 개발된 우수한 날개단면을 선정하여 임펄스 터어빈의 1차 개념설계를 수행하였다.

(b) 상용 CFD 코드인 FLUENT를 이용한 터어빈 성능해석을 시도하였다. 먼저 2차원 캐스케이드 이론에 입각하여 2차원 날개단면에 대한 2차원 유도해석을 실시하였다. 계산된 결과는 기존에 존재하는 실험결과와 비교되었다. 2차원으로 인한 계산 오차, 계산과 실험치간의 Reynolds 수의 영향 등으로 높은 Flow Coefficient에서 다소 상이한 결과가 얻어졌다. 2차원 계산의 유용성을 입증하기 위해서 3차원 계산결과와 비교하였다. 설계된 터어빈에 대하여 2차원과 3차원 해석 간에 유사한 결과를 얻을 수 있었는데 이때 3차원의 경우 날개끝 간극이 없다고 가정하였다. 정성적인 관점에서 2차원 계산이 터어빈의 성능을 해석을 하는데 도움을 줄 수 있으나, 실제로 터어빈의 성능이 3차원성에 영향을 많이 받는 바 3차원 해석이 불가피하였다.

(c) 보다 자세한 임펄스 터어빈의 성능을 알아보기 위해서 터어빈의 성능과 연관이 깊다고 판단되는 주요 파라미터를 선정하여 이를 비교 해석하여 보았다. 2차원 해석의 유용성이 어느 정도 검증되었기에 2차원 계산을 활용하여 터어빈 날개수의 영향 및 허브비의 영향을 조사하였다. 날개의 증가에 따라  $C_A$ 와  $C_T$ 가 감소하는 경향을 보이나, 효율의 관점에서 볼 때, 우리가 설계가 날개수 30개인 경우가 가장 우수한 결과를 줄 수 있었다. 허브비 증가에 따라  $C_A$ 와  $C_T$ 가 크게 증가하나 효율은 오히려 감소하고 있으며, 허브비가 0.6인 경우와 0.7인 경우가 비슷한 정도를 보여주었다. 3차원 수치계산으로 날개끝과 덕트 사이의 간극의 효과, 즉 Tip Clearance 영향을 조사하였다. 예측한 바와 같이 날개끝 간극이 커지면서 효율의 상당한 저하를 확인할 수 있었다. 가이드베인 각도에 대한 영향도 크게 작용하였는데 역시 우리가 설계한 30도 일때 가장 성능이 우수하였으며 2차원 계산 결과도 실험과 아주 일치하는 경향의 정성적으로 올바른 결과를 얻을 수가 있었으며, 특히 3차원 계산의 경우 정량적으로도 실험과 매우 일치하였다.

(d) 보다 고효율의 터빈을 설계하기 위하여 날개의 끝날 부근에 Plate를 설치한 End Plate 부착형 터빈을 연구한 결과 기존정보보다 효율이 4~5% 향상된 결과를 얻었다. 또한 날개끝 End Plate 부착 형태를 보다 발전시킨 형태인 Ring-type 터빈을 제안하여 기존 임펄스 터빈 대비 10%정도의 효율 향상을 얻을 수 있었다. 본 연구결과 얻어진 터빈 로우터 형상은 특허로 출원되었다.

(e) 자기기동 성능이 우수하다고 알려진 임펄스 터빈의 자기기동 특성을 살펴보았다. 웰즈터어빈보다 자기 기동 특성이 우수하다는 것을 확인할 수 있었고, 자기 기동 특성과 연관이 깊은 파라미터들의 연구를 통해서 임펄스 터빈의 자기기동 성능 특성을 종합적으로 파악할 수 있었다.

(f) 전반부의 연구를 통하여 도출한 바 있는 모형 규모의 임펄스 터빈을 토대로 하여 실물 터빈을 설계하고, 상용 CFD 코드인 FLUENT를 이용하여 수치계산하였다. 모형-실물 축척효과를 보기 위하여 Reynolds 수가 계산결과에 미치는 영향을 검토하였다. Reynolds 수에 따른 적절한 격자를 생성하기 위해  $y^+$ 를 기준으로 하여 격자를 생성하였는데, 이를 위해 정렬격자와 비정렬격자를 혼용하여 Hybrid 격자계를 구성하였으며 대부분 경우에 바람직한 결과를 얻을 수 있었다. Reynolds 수가  $1 \times 10^5 \sim 5 \times 10^6$  범위에서  $\phi$ 가 큰 경우 입력계수  $C_A$  값에 축척의 영향이 다소 나타났으며 토크계수는 거의 변함이 없었다. 따라서 Reynolds 수에 따른 터빈 효율 변화는 입력계수의 영향만큼 변화하는 형태로 나타났다.

(g) Reynolds수와 유동계수  $\phi$ 에 따른 터빈 성능해석 결과를 바탕으로 250kW급 임펄스 터빈의 규모를 추정하여 차트화 하였다. 본 결과는 앞으로 설계자들의 기초 자료로 활용도가 매우 높은 유용한 설계도구가 될 것이다.

(h) 임펄스 터빈의 실제 해상상태에서의 환경하중을 준정상해석을 통하여 추정하였다. 터빈 날개와 가이드베인 표면에서의 응력분포를 조사한 결과 점성응력은 압력에 비하여 매우 작았으며, 압력은 날개의 흡입면 앞날부근에서 상대적으로 크게 얻어졌다. 또한 국부압력분포를 적분하여 각 방향별 힘과 모멘트를 구하여 축하중과 날개와 허브 접합부의 하중을 추정하였다.

(i) 이상의 결과를 바탕으로 파력발전용 2차변환장치인 임펄스 터빈에 대한 자세한 성능해석과 실물 터빈의 규모 및 환경하중을 추정하여 보았다. 추후 임펄스 터빈을 포함한 전체 공기실 시스템의 수치해석 및 파랑의 보다 정확한 예측 그리고 발전 시스템의 연구 등이 수반된다면 수치해석을 통한 파력발전장치의 완벽한 연구가 가능하리라 판단된다.



## 참고문헌

- [1] 문재승, 현범수 (2004), “파력발전용 임펄스터어빈의 자기 기동 특성 해석”, 한국해양공학회 2004년도 추계학술대회 논문집, pp 220-224.
- [2] 문재승, 현범수, 홍기용, 홍석원 (2005), “OWC형 파력발전 장치의 공기실 및 덕트 내부 유동해석”, 한국해양공학회 2005년도 추계학술대회 논문집, pp 219-224.
- [3] 한국전력공사 (2001), “해양에너지 이용 파력발전 (60kW) 장치개발 (93G-T17) IV”, 한국전력 기술연구원 최종 연구보고서 TR.93GT17.T2001.579, 2001년 9월.
- [4] 현범수, 문재승, 홍석원, 김기섭 (2005), “파력발전용 링타입 임펄스터어빈의 성능 해석”, 2005년도 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, pp 1552-1557.
- [5] 현범수, 문재승 (2004), “수치해석을 이용한 파력발전용 임펄스 터어빈의 성능 해석”, 한국해양공학회지, 제18권, 제5호, pp 1-6.
- [6] 현범수, 서정천, 이판목 (1993), ” 파력발전용 웰즈터어빈의 유체역학적 성능연구”, 대한조선학회 논문집, 제 30권, 제 4호, pp 23-30.
- [7] 홍석원 (2003), “한.인도 해양에너지 공동연구”, 한국해양연구원 연구보고서.
- [8] 홍석원 (2004), “파력에너지 실용화 기술개발 (I)”, 한국해양연구원 연구보고서.
- [9] 홍석원 (2005), “파력에너지 실용화 기술개발 (II)”, 한국해양연구원 연구보고서.
- [10] Boughamoura, A., Hafedh Belmabrouk, Sassi Ben Nasrallah (2003), "Numerical Study of a Piston-driven Laminar Flow and Heat Transfer in a Pipe with a Sudden Expansion", International J. of Thermal Sciences 42, pp.591-604.
- [11] Mizushima, J., and Y. Shoitani (2001), "Transitions and Instabilities of Flow in a Symmetric Channel with a Suddenly Expanded and Contracted Part", J. Fluid Mech. Vol. 434, pp. 355-369.

- [12] Hyun, B.-S., J.-S. Moon, S.W. Hong and K.S. Kim (2005), "Design of Impulse Turbine with an End Plate for Wave Energy Conversion" , Proc. 15th ISOPE, Seoul, Koera, June 19~24, Vol. 1, pp 507-512.
  
- [13] Hyun, B.-S., J.-S. Moon, S.W. Hong and Y.Y. Lee (2004), "Practical Numerical Analysis of Impulse Turbine for OWC-type Wave Energy Conversion Using Commercial CFD code" , Proc. 14th ISOPE, Toulon, France, Vol. 1, pp 253-259.
  
- [14] Inoue, M., K. Kaneko, T. Setoguchi, S. Raghunathan (1986), "Simulation of Starting Characteristics of Wells Turbine" AIAA/ASME 4th Fluid Mechanics, Plasma Dynamics and Lasers Conference, Atlanta, America, May, 12-14.
  
- [15] Setoguchi, T., S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, K. Kaneko (2001), "A Review of Impulse Turbines for Wave Energy Conversion", Renewable Energy 23, Pergamon, pp 261-292.
  
- [16] Setocuchi, T., M. Takao, Y. Kinoue, K. Kaneko, S. Santhakumar, M. Inoue (1999), "Study on an Impulse Turbine for Wave Energy Conversion", Proc. 9th ISOPE Conf., Brest, France, May 30-June 4.
  
- [17] Thakker, A., F. Hourigan (2004), "Modeling and Scaling of the Impulse Turbine for Wave Power Applications" Renewable Energy 29, Elsevier, pp 305-317.
  
- [18] Thakker, A., H.B. Khaleeq, M. Takoo and T. Setoguchi (2003), "Impulse Turbine for Wave Power Conversion: Effects of Reynolds Number and Hub-to-Tip Ratio on the Performance" Proc. 13th ISOPE Conf., Honolulu, Hawaii, May 25-30, 2003.